

VISIT...

LANZAROTE  
*Caliente*.COM

В.М. Марушкин  
С.С. Иващенко  
Б.Ф. Вакуленко

# **Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС**



Москва Энергоатомиздат 1985

ББК 31.363  
М 29  
УДК 621.184.4

Рецензент Г.И. Ефимочкин

Марушкин В.М. и др.

М 29 Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС/В.М. Марушкин, С.С. Иващенко, Б.Ф. Вакуленко. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 136 с., ил.

Обобщен опыт исследования, проектирования, изготовления и эксплуатации подогревателей высокого давления (ПВД) тепловых и атомных электростанций. Приведен анализ экономичности тепловых схем системы регенерации высокого давления. Дан обзор отечественных и зарубежных конструкций ПВД. Описаны методы теплового расчета и оптимизации основных теплотехнических характеристик ПВД, системы регулирования уровня и защиты. Рассмотрены вопросы обеспечения эксплуатационной надежности этих аппаратов.

М 2303030000-438  
051 (21) -85 175-85

ББК 31.363  
6П2.23

Виктор Михайлович Марушкин, Станислав Семенович Иващенко,  
Борис Федорович Вакуленко

# ПОДОГРЕВАТЕЛИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБОУСТАНОВОК ТЭС И АЭС

Редактор издательства Т.И. Муштинская Редактор М.И. Кузнецова  
Художественный редактор В. А. Гозак-Хозак  
Технический редактор Т.Н. Тюрина  
Корректор Е.С. Арфеьева Оператор Н.С. Потемина  
ИБ № 57

Набор выполнен в Энергоатомиздате на Композере ИБМ-82. Подписано в печать 29.10.85. Т-20188. Формат 84х108 1/32. Бумага типографская № 2. Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,14. Усл. кр.-отт. 7,46. Уч.-изд. л. 8,28. Тираж 3500 экз. Заказ 467. Цена 45 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10  
Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени  
МПО "Первая Образцовая типография им. А.А. Жданова" Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли.  
113054, Москва, Валовая, 28

© Энергоатомиздат, 1985

## ПРЕДИСЛОВИЕ

На мощных отечественных ГРЭС, ТЭЦ и АЭС находятся в эксплуатации большое число энергоблоков с турбоагрегатами единичной мощностью 160, 200, 300, 500 и 800 МВт. В конце 1980 г. на Костромской ГРЭС введен в эксплуатацию головной энергоблок мощностью 1200 МВт с одновальной турбиной К-1200-240. Максимальная единичная мощность действующих энергоблоков АЭС достигла 1000 МВт, и уже в ближайшие годы она возрастет до 1500—2000 МВт.

Естественно ожидать, что наибольший эффект от повышения единичной мощности энергоблоков будет достигнут при одновременном укрупнении всех его элементов, при повышении экономичности и надежности всего комплекса оборудования тепловых электростанций (ТЭС), работающих на органическом или ядерном топливе. В частности, это относится к подогревателям высокого давления (ПВД).

При создании на Таганрогском котельном заводе (в настоящее время ПО "Красный котельщик") ПВД для серийных энергоблоков мощностью 160, 200, 300 МВт и первых энергоблоков мощностью 500 МВт (Назаровская ГРЭС), 800 МВт (Славянская ГРЭС) отсутствовали данные, необходимые для правильного расчета отдельных зон поверхности теплообмена ПВД, анализа влияния отдельных факторов на работу ПВД, их металлоемкость и габариты.

Основой при проектировании и изготовлении ПВД служили разобщенные сведения по этому вопросу, приведенные в отечественной и зарубежной литературе.

Опыт изготовления и эксплуатации указанных ПВД показал, что, несмотря на ряд положительных качеств, в частности технологичность в серийном производстве, ремонтпригодность в условиях эксплуатации, они по надежности, тепловой экономичности, металлоемкости и компактности не удовлетворяли современным требованиям, а в существующих конструктивных решениях возможности укрупнения ПВД были практически исчерпаны.

В последние годы УралВТИ, НПО ЦКТИ и ПО ТКЗ совместно с Союзтехэнерго, ВГПИ АТЭП и турбинными заводами провели

комплекс научно-исследовательских и конструкторских работ, позволивших: установить количественные зависимости для расчета теплообмена и гидродинамики отдельных зон поверхности нагрева ПВД; изучить возможные пути интенсификации теплообмена в отдельных зонах; усовершенствовать существующие конструкции; создать укрупненные ПВД для энергоблоков мощностью 500, 800 и 1200 МВт ТЭС и 500 и 1000 МВт АЭС с теплотехническими характеристиками, удовлетворяющими современным требованиям; наметить пути перехода на качественно новый уровень выполнения ПВД.

В книге приводятся обобщенные результаты работ, опубликованных к настоящему времени в различных периодических изданиях, в материалах конференций и семинаров, в руководящих технических материалах и научно-технических отчетах.

Большая часть теоретических и экспериментальных исследований, результаты которых послужили основой тепловых расчетов и наметили пути совершенствования ПВД, выполнены авторами совместно с канд. техн. наук Я.Л. Польшовским, инж. Т.Я. Кульмухаметовым и М.Л. Шварцманом.

Первые технические проекты крупных подогревателей выполнены совместно с ПО "Красный котельщик" (П.И. Подгорочный, Л.И. Бердникова, В.П. Новосельцев), СКБ ВТИ (Н.М. Антонов), УралВТИ (В.А. Александров, А.Я. Орт).

Большую помощь при обсуждении проектов, освоении ПВД крупных энергоблоков, модернизации ПВД на электростанциях оказали А.В. Шершнев, А.Д. Терентьев (ПО "Красный котельщик"), В.К. Рыжков, Е.С. Кунтин (Ленинградский металлический завод), Г.Н. Асланян, И.Ш. Бушлер (Харьковский турбинный завод), Г.И. Родионова (Главтехуправление Минэнерго СССР), а также инженерно-технические работники Троицкой, Южно-Уральской, Зайнской, Бурштынской и ряда других ГРЭС. Всем им авторы выражают искреннюю благодарность.

Первая и третья главы книги написаны канд. техн. наук В.М. Марушкиным по результатам работ, проведенным совместно с кандидатами техн. наук Я.Л. Польшовским, К.С. Стрелковой, инженерами В.Н. Васильевым, Г.Е. Марушкиной. Остальные главы написаны авторами совместно.

Авторы выражают искреннюю благодарность докт. техн. наук Г.И. Ефимочкину и редактору М.И. Кузнецовой за внимательное рецензирование и редактирование книги и ряд ценных замечаний.

Авторы

# СИСТЕМА РЕГЕНЕРАЦИИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЭС и АЭС

### 1.1. Общие положения

Схема регенеративного подогрева воды составляет основу принципиальной тепловой схемы электростанции, которая, в свою очередь, является основной технологической и расчетной схемой, позволяющей по заданным энергетическим нагрузкам определить расходы пара и воды во всех частях установки и ее энергетические показатели.

В состав принципиальной схемы входят: подогреватели высокого давления (ПВД) и низкого (ПНД) давления с охладителями пара (ОП) и конденсата (дренажа, ОК); деаэраторы питательной и добавочной воды; трубопроводы отборов пара от турбин к подогревателям; питательные, конденсатные и дренажные насосы; линии основного конденсата и дренажей.

На рис. 1.1, а приведена типичная схема регенерации турбоустановки ТЭС с поверхностными подогревателями. Группа подогревателей от конденсатора до деаэратора составляет систему регенерации низкого давления, от питательного насоса до котла — высокого давления, деаэратор и питательный насос образуют деаэрационно-питательную установку. Вся схема регенерации состоит из некоторого числа каскадных и узловых регенеративных подогревателей (РП), разбитых на группы, каждая из которых состоит из нескольких каскадных РП, конденсат греющего пара которых сливается в один узловой РП. Система регенерации высокого давления является одной из таких каскадных групп (рис. 1.1, б).

Более экономичной является схема, состоящая только из узловых РП, при этом в качестве узловых используются либо смешивающие подогреватели (например, ТЭС Саут-Эмбай США с турбоустановками мощностью 25 МВт), либо поверхностные с откачкой конденсата греющего пара в линию основного конденсата или питательной воды. Близка по экономичности к указанной также схема, состоящая из групп поверхностных РП с обратным каскадом, в которой дренаж нижележащего РП откачивается дренажным насосом в корпус соседнего вышележащего РП, а узловым является не нижний РП в группе, а верхний (рис. 1.1, в) (например, на ТЭС Хьюльз в ФРГ).

Такие схемы требуют большого количества дренажных насосов, что существенно снижает их надежность. Снижение надежности работы при использовании дренажных насосов особенно сильно сказывается на тракте питательной воды из-за более высокого давления. Поэтому для ПВД в настоящее время практически во всех случаях используют поверхностные подогреватели с каскадным сливом конденсата греющего пара так, как это показано на рис. 1.1, а.

Применение смешивающих подогревателей по условиям надежности их работы (аварийный перелив) в отечественных турбоустановках ограничивается давлением отборного пара ниже атмосферного, т.е. схема получается комбинированной [1].

Для повышения эффективности схемы с каскадным сливом дренажа в ПВД конденсат греющего пара пропускают через ОК, в которых он

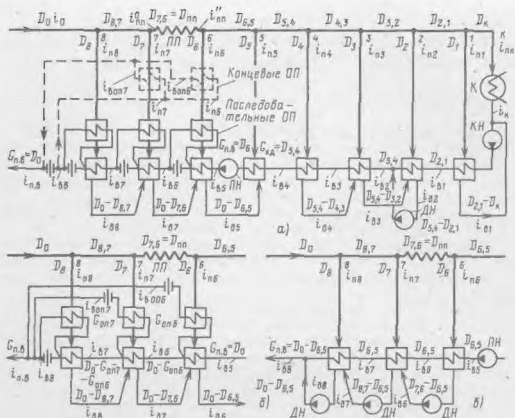


Рис. 1.1. Схема регенерации турбоустановки ТЭС с поверхностными подогревателями:

а — схема регенерации турбоустановки 300 МВт (штриховые линии — включение концевых ОП); б — включение ОП по схеме Рикара — Некольного; в — схема с обратным каскадом дренажа

охлаждается питательной водой. Охлаждение конденсата при встроенном ОК в корпус ПВД дополнительно улучшает условия работы системы регулирования уровня и трубопроводов системы дренажа.

В большинстве конструкций ОК включается по ходу питательной воды до зоны конденсации (КП) поверхности нагрева ПВД (предвключенный ОК) (рис. 1.2). При прочих равных условиях минимум поверхности предвключенного ОК достигается при полном расходе питательной воды через него. Однако это не всегда возможно по конструктивным соображениям и во многих случаях через ОК пропускается лишь часть полного расхода. Устройство предвключенного ОК вызывает дополнительную потерю давления в тракте питательной воды. Поэтому иногда в качестве ОК используется некоторое число труб КП со стороны входа воды, заключенных на определенной длине в специальный герметичный кожух.

Температура питательной воды на выходе из группы РП высокого давления (на входе в парогенератор) определяется технико-экономическими соображениями. НПО ЦКТИ [2] рекомендует следующая температура питательной воды: для базовых энергоблоков ТЭС с параметрами свежего пара  $p_0 = 24$  МПа,  $t_0 = 565$  °С при стоимости условного топлива 2–5 руб/т —  $t_{п.в} = 235 \div 245$  °С, а при стоимости 18–23 руб/т —  $t_{п.в} = 280 \div 295$  °С; для полуниковых с параметрами  $p_{п} = 13$  МПа,  $t_{п} = 540 \div 565$  °С и стоимости топлива 18–23 руб/т —  $t_{п.в} = 235 \div 245$  °С.

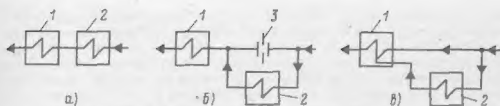


Рис. 1.2. Схема включения ОК:

*а* — на полный расход воды; *б* — на частичный расход воды; *в* — параллельно первому ходу КП; 1 — зона КП; 2 — ОК; 3 — дроссельная шайба

Для АЭС с реакторами ВВЭР в соответствии с [3] при  $p_0 = 6,4$  МПа для парогенератора с многократной циркуляцией без экономайзера при удельной стоимости системы регенерации 100 руб/м<sup>2</sup>  $t_{п.в} = 230$  °С, для прямоточного парогенератора с экономайзером при прочих равных условиях  $t_{п.в} = 220$  °С.

Для АЭС с реакторами РБМК оптимальная  $t_{п.в}$  составляет 195 и 185 °С для труб ПВД из углеродистой и нержавеющей сталей. Необходимый нагрев питательной воды в группе ПВД турбоустановок ТЭС осуществляется паром из отборов, как правило, в двух или трех ступенях нагрева. В турбоустановках АЭС питательная вода нагревается паром из отборов турбины, а также за счет теплоты потоков конденсата из сепаратора и пароперегревателей. На рис. 1.3 приведена схема регенерации высокого давления турбоустановки К-1000-60/1500-2 двухконтурной АЭС [4].

Распределение общего нагрева питательной воды по ступеням в турбоустановках без промежуточного перегрева близко к равномерному. При наличии промежуточного перегрева распределение по ступеням имеет свои особенности. Одна из них состоит в том, что пар, отбираемый из турбины, после промежуточного перегрева более перегрет, чем пар такого же давления в турбине с теми же начальными параметрами, но без промежуточного перегрева. Использование более перегретого пара для подогрева воды менее выгодно, так как возрастает разность температур пара и воды и необратимость теплообмена между паром и водой в подогревателе, отбор более горячего пара на подогрев воды уменьшается, увеличиваются доля пропуска воды в конденсатор и потери теплоты в нем. В свя-

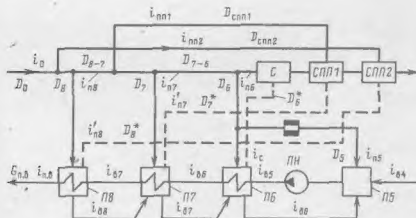


Рис. 1.3. Схема регенерации высокого давления турбоустановки К-1000-60/1500-2 с реактором ВВЭР



зи с этим при отборе "холодного" пара (непосредственно перед промежуточным перегревом) выигрыш от регенерации значительно больше, чем при отборе "горячего" пара с этим давлением. Поэтому обязательно используется отбор "холодного" пара (как эффективный) непосредственно перед промежуточным перегревом, причем оптимальный нагрев в этой ступени должен быть, как показывает анализ [2], в 1,3–2,0 раза больше (в зависимости от параметров процесса); чем в предыдущей ступени, расположенной после промежуточного перегрева.

Для повышения эффективности регенерации в ПВД используются охладители пара (ОП). Включение ОП по питательной воде в турбоустановках без промпрегрева осуществляется по последовательной схеме, изображенной на рис. 1.1, а (сплошные линии). В турбоустановках с проме-

Т а б л и ц а 1.1. Основные данные о системах регенерации высокого дав при номинальной нагрузке

| Турбина           | Количество ПВД | Расход воды, кг/с |
|-------------------|----------------|-------------------|
| ТЭС               |                |                   |
| ПТ-80-130/13      | 3              | 131               |
| T-100/120-130/13  |                |                   |
| P-100-135/15      |                |                   |
| ПТ-135/165-130/15 | 3              | 194               |
| T-175/230-130     |                |                   |
| К-210-130-3       | 3              | 194               |
| К-300-240 ЛМЗ     | 3              | 264               |
| К-500-240 ХТГЗ    | 3              | 455<br>441<br>420 |
| К-800-240         | 6*             | 684               |
| К-1200-240        | 6*             | 1016              |
| АЭС               |                |                   |
| К-220-44          | 3              | 450               |
| К-500-60/1500     | 3              | 907               |
| К-1000-60/1500-2  | 6*             | 1814              |

\* Подогреватели установлены двумя параллельными группами.

жучочным перегревом получили развитие более совершенные схемы включения ОП (рис. 1.1, а и б): схема с параллельным включением (Рикара-Некольного) и схема с концевыми ОП (Виолена-Хюльза). В последней вода из основной магистрали после группы РП проходит ОП предыдущих РП и вновь возвращается за группу. Схема с концевыми ОП из-за недостаточной глубины охлаждения пара часто сочетается с установкой дополнительного ОП, включенного по последовательной схеме.

Повышенная экономичность ОП с параллельным включением обуславливается более глубоким охлаждением пара и переносом воспринимаемой водой теплоты перегрева пара к горячему источнику с прямой экономией топлива при этом. Энергетическая эффективность ОП этого типа несколько снижается из-за уменьшения расхода питательной воды

ления современных турбоустановок

| Температура воды на выходе из группы ПВД, °С | Давление пара перед ПВД, мПа | Энтальпия пара перед ПВД, кДж/кг |
|----------------------------------------------|------------------------------|----------------------------------|
|                                              | 1,27                         | 2960                             |
| 242                                          | 2,25                         | 3130                             |
|                                              | 3,43                         | 3270                             |
|                                              | 1,37                         | 3000                             |
| 237                                          | 2,06                         | 3100                             |
|                                              | 3,14                         | 3185                             |
|                                              | 1,27                         | 3367                             |
| 254                                          | 3,04                         | 3090                             |
|                                              | 4,41                         | 3180                             |
|                                              | 1,57                         | 3311                             |
| 269                                          | 3,90                         | 2961                             |
|                                              | 6,05                         | 3043                             |
|                                              | 1,61                         | 3320                             |
| 271                                          | 3,90                         | 2942                             |
|                                              | 5,49                         | 3012                             |
|                                              | 1,56                         | 3343                             |
| 275                                          | 3,70                         | 2944                             |
|                                              | 5,90                         | 3030                             |
|                                              | 1,61                         | 3363                             |
| 278                                          | 3,59                         | 2960                             |
|                                              | 5,98                         | 3058                             |
|                                              | 1,20                         | 2620                             |
| 221                                          | 1,80                         | 2680                             |
|                                              | 2,60                         | 2737                             |
|                                              | 1,14                         | 2783                             |
| 225                                          | 1,85                         | 2802                             |
|                                              | 2,90                         | 2787                             |
|                                              | 1,14                         | 2783                             |
| 225                                          | 1,85                         | 2802                             |
|                                              | 2,90                         | 2787                             |

через последующие РП и соответствующего уменьшения отборов пара на эти подогреватели.

Экономичность данной схемы увеличивается с уменьшением расхода воды через ОП при одинаковой его теплопроизводительности [5], и поэтому в каждом конкретном случае расход воды через ОП выбирается из технико-экономических соображений [6].

Схема с концевыми ОП характеризуется использованием для охлаждения пара отборов более горячего потока питательной воды, глубина охлаждения пара отборов при этом уменьшается. Это обстоятельство несколько снижает энергетическую эффективность данной схемы, что частично компенсируется полным пропуском питательной воды через ПВД без уменьшения количества пара регенеративных отборов.

Как показывает анализ [5, 2], обе эти схемы включения ОП практически равноэкономичны, а оптимальное распределение нагревов по ступеням в системе регенерации высокого давления при использовании этих схем становится более равномерным. Однако внедрение концевых и параллельных ОП пока еще не изменило традицию повышенного нагружения подогревателя, питающегося отборным паром из холодной нитки промежуточного перегрева.

Стремление максимально упростить тепловую схему энергоблока (ЭБ) и тем самым повысить эксплуатационную надежность и экономичность реализуется при максимальном укрупнении РП. Это приводит к тому, что даже для самых мощных ЭБ, таких, как 1200 МВт ТЭС и 1000 МВт АЭС, ПВД, как правило, располагаются в двух параллельных линиях питательной воды, рассчитанных на пропуск и нужный подогрев всего количества питательной воды.

При укрупнении ПВД следует иметь в виду, что переход от многокорпусного ПВД к однокорпусному (присоединенного к данному регенеративному отбору) не уменьшает затрат металла, а в некоторых случаях может даже несколько увеличить их [7]. Поэтому основные выгоды от укрупнения складываются в основном из упрощения эксплуатации и уменьшения занимаемой площади помещения. Питательный насос, как правило, располагается перед группой ПВД. Можно также располагать ПВД между двумя питательными насосами 1-го и 2-го подъемов. При одноподъемной схеме питательных насосов водяная сторона ПВД находится под наивысшим давлением в турбоустановке  $p_B \approx 38$  МПа (для турбоустановок ТЭС с давлением свежего пара  $p_0 \approx 24$  МПа). В турбоустановках ТЭС с докритическими параметрами свежего пара  $p_B \approx 23$  МПа, а в турбоустановках АЭС —  $p_B \approx 12$  МПа.

Преимущество двухподъемной схемы — выполнение ПВД на менее высокое давление. Недостатки — усложнение и удорожание питательной установки, необходимость синхронизации насосов и усложнение их регулирования. Сравнение этих схем [7, 8] указывает на некоторые преимущества двухподъемной схемы. Однако из условий надежности предпочтение как в СССР, так и за рубежом отдается одноподъемной схеме. Основные данные о системах регенерации высокого давления современных турбоустановок при номинальной нагрузке приведены в табл. 1.1.

## 1.2. Тепловой расчет и анализ экономичности схемы регенерации высокого давления

Целью теплового расчета схемы регенерации обычно является определение количества пара, отбираемого на подогреватели из турбины.

Для схемы, изображенной на рис. 1.1, а, исходя из баланса теплоты для каждого подогревателя, получаем:

$$\alpha_8 = D_8 / G_{п.в} = \Delta i_{в8} / \Delta i_{п8};$$

$$\alpha_7 = D_7 / G_{п.в} = \Delta i_{в7} / \Delta i_{п7} - \alpha_8 \Delta i_{д8,7} / \Delta i_{п7};$$

$$\alpha_6 = D_6 / G_{п.в} = \Delta i_{в6} / \Delta i_{п6} - (\alpha_7 + \alpha_8) \Delta i_{д7,6} / \Delta i_{п6}.$$

При наличии в схеме концевых ОП (рис. 1.1, а, штриховые линии) уравнения для расхода пара через РП принимают вид:

$$\alpha_7 = \frac{\Delta i_{в7} + \alpha_{оп7} \Delta i_{в.оп7}}{\Delta i_{п7}} - \alpha_8 \frac{\Delta i_{д8,7}}{\Delta i_{п7}};$$

$$\alpha_6 = \frac{\Delta i_{в6} + \alpha_{оп6} \Delta i_{в.оп6}}{\Delta i_{п6}} - (\alpha_7 + \alpha_8) \frac{\Delta i_{д7,6}}{\Delta i_{п6}}.$$

При включении ОП по схеме Рикара Некольного (рис. 1.1, б):

$$\alpha_8 = (1 - \alpha_{оп7} - \alpha_{оп6}) \Delta i_{в8} / \Delta i_{п8};$$

$$\alpha_7 = (1 - \alpha_{оп6}) \frac{\Delta i_{в7} + \alpha_{оп7} \Delta i_{в.оп7}}{\Delta i_{п7}} - \alpha_8 \frac{\Delta i_{д8,7}}{\Delta i_{п7}};$$

$$\alpha_6 = \frac{\Delta i_{в6} + \alpha_{оп6} \Delta i_{в.оп6}}{\Delta i_{п6}} - (\alpha_7 + \alpha_8) \frac{\Delta i_{д7,6}}{\Delta i_{п6}}.$$

В случае, если в какой-либо подогреватель, кроме отборного пара и дренажа из вышестоящих подогревателей, сбрасывается  $n$  потоков греющей среды с расходом  $\alpha_j = D_j / G_{п.в}$  и энтальпией  $i_{пj}$ , из правой части приведенных уравнений необходимо вычесть  $\sum_{j=1}^n \alpha_j \frac{\Delta i_{пj}}{\Delta i_{пi}}$ , где  $\Delta i_{пj} = i_{пj} - i_{дi}$ .

Так для схемы, приведенной на рис. 1.3, получаем:

$$\alpha_8 = D_8 / G_{п.в} = \Delta i_{в8} / \Delta i_{п8} - \alpha_8^* \Delta i_{п8}' / \Delta i_{п8};$$

$$\alpha_7 = D_7 / G_{п.в} = \Delta i_{в7} / \Delta i_{п7} - (\alpha_8 + \alpha_8^*) \Delta i_{д8,7} / \Delta i_{п7} - \alpha_7^* \Delta i_{п7}' / \Delta i_{п7};$$

$$\alpha_6 = D_6 / G_{п.в} = \Delta i_{в6} / \Delta i_{п6} - (\alpha_8 + \alpha_8^* + \alpha_7 + \alpha_7^*) \Delta i_{д7,6} / \Delta i_{п6} - \alpha_6^* \Delta i_{п6}' / \Delta i_{п6}.$$

В приведенных формулах

$$\Delta i_{вi} = i_{вi} - i_{вi-1};$$

$$\Delta i_{дi+1,i} = i_{дi+1} - i_{дi}; \quad \Delta i_{пi} = i_{пi} - i_{дi}; \quad \alpha_i^* = D_i^* / G_{п.в};$$

$\Delta i_{в.опi}$  — повышение энтальпии воды, проходящей через ОП;  
 $i$  — номер подогревателя.

Анализ экономичности системы регенерации удобно и достаточно точно можно выполнить методом, предложенным в [9], или методом коэффициентов ценности теплоты [5]. В соответствии с [9] КПД цикла для схемы, изображенной на рис. 1.1, а,

$$\eta = 1 - \frac{\Delta i_{к.} (1 - \beta_1)(1 - \beta_2 - \beta_3 - \beta_4)(1 - \beta_5 - \beta_6 - \beta_7 - \beta_8)}{\Delta i_{пг} \left( 1 + \frac{\Delta i_{пп}}{\Delta i_{пг}} (1 - \gamma_7 - \gamma_8) \right)}, \quad (1.1)$$

где

$$\beta_1 = \frac{\Delta i_{в1}}{\Delta i_{п1}}; \beta_2 = \frac{\Delta i_{в2}}{\Delta i_{п2}}; \beta_3 = \frac{\Delta i_{в3}}{\Delta i_{п3}} \frac{\Delta i_{п2,3}}{\Delta i_{п2}};$$

$$\beta_4 = \frac{\Delta i_{в4}}{\Delta i_{п4}} \frac{\Delta i_{п3,4}}{\Delta i_{п3}} \frac{\Delta i_{п2,3}}{\Delta i_{п2}}; \beta_5 = \frac{\Delta i_{в5}}{\Delta i_{п5}};$$

$$\beta_6 = \frac{\Delta i_{в6}}{\Delta i_{п6}} \frac{\Delta i_{п5,6}}{\Delta i_{п5}}; \beta_7 = \frac{\Delta i_{в7}}{\Delta i_{п7}} \frac{\Delta i_{п6,7}}{\Delta i_{п6}} \frac{\Delta i_{п5,6}}{\Delta i_{п5}};$$

$$\beta_8 = \frac{\Delta i_{в8}}{\Delta i_{п8}} \frac{\Delta i_{п7,8}}{\Delta i_{п7}} \frac{\Delta i_{п6,7}}{\Delta i_{п6}} \frac{\Delta i_{п5,6}}{\Delta i_{п5}}; \gamma_7 = \Delta i_{в7} / \Delta i_{п7};$$

$$\gamma_8 = \frac{\Delta i_{в8}}{\Delta i_{п8}} \frac{\Delta i_{п7,8}}{\Delta i_{п7}}; \Delta i_{пг} = i_0 - i_{пв};$$

$$\Delta i_{к} = i_{пк} - i_{к}; \Delta i_{пi, i+1} = i_{пi} - i_{пi+1}.$$

Для определения малого относительного изменения КПД, вызванного небольшими изменениями в группе РП высокого давления, из (1.1) имеем

$$\frac{\Delta \eta}{1 - \eta} = \frac{\sum_1^8 \Delta \beta_i}{1 - \sum_1^8 \beta_i} + \frac{\Delta q_1}{q_2} - \frac{\Delta (\Delta i_{к})}{\Delta i_{к}}, \quad (1.2)$$

где  $\Delta q_1 = \Delta (\Delta i_{пг}) - \Delta i_{пп} (\Delta \gamma_7 + \Delta \gamma_8)$ , а  $\Delta \beta_i$ ;  $\Delta \gamma_i$ ;  $\Delta (\Delta i_{к})$ ;  $\Delta (\Delta i_{пг})$  — малые изменения соответствующих величин.

Если в тех или иных точках группы РП высокого давления произойдут изменения энтальпий пара, воды или дренажа, то они вызовут соответствующие изменения части значений  $\beta_i$ ,  $\gamma_i$ ,  $\Delta i_{пг}$ ,  $\Delta i_{к}$ . Подсчитав эти изменения  $\Delta \beta_i$ ;  $\Delta \gamma_i$ ;  $\Delta q$  и подставив их в формулу (1.2), получим соответствующее им малое изменение  $\eta$ , которое легко вычисляется. Естественно, что в тех точках, где изменений энтальпии не было,  $\Delta \beta = 0$ . При значитель-

ных изменениях энтальпии целесообразнее пользоваться формулой (1.1), ведя расчет на ЭВМ.

При устройстве концевых ОП, например в ПВД6 и ПВД7 с заданными относительными расходами воды  $\alpha_{оп6}$  и  $\alpha_{оп7}$  через них и заданными энтальпиями воды  $i_{в.оп6}$  и  $i_{в.оп7}$  за этими ОП, все расчеты можно выполнять по формулам (1.1), (1.2), если вместо  $\Delta i_{в6}$ ,  $\Delta i_{в7}$  в  $\beta$  и  $\gamma$  пользоваться приведенными значениями  $\Delta i_{в6}^* = \Delta i_{в6} + \alpha_{оп6} \Delta i_{в.оп6}$ ;  $\Delta i_{в7}^* = \Delta i_{в7} + \alpha_{оп7} \Delta i_{в.оп7}$ , а  $\Delta i_{пг}$  вычислять по формуле

$$\Delta i_{пг} = (i_0 - i_{в8}) - \alpha_{оп6} \Delta i_{в.оп6} - \alpha_{оп7} \Delta i_{в.оп7},$$

где  $\Delta i_{в.оп6} = i_{в.оп6} - i_{в8}$ ;  $\Delta i_{в.оп7} = i_{в.оп7} - i_{в8}$ .

Особенность параллельной схемы включения ОП заключается в том, что расход воды через РП, следующий за РП с параллельными ОП, уменьшается на значение расхода воды, отводимого в этот ОП.

При параллельных ОП, например в ПВД6 и ПВД7 (рис. 1.1, б) с относительными расходами  $\alpha_{оп6}$  и  $\alpha_{оп7}$ , энтальпиями воды за ОП  $i_{в.оп6}$  и  $i_{в.оп7}$ , расчеты также можно выполнять по формулам (1.1) и (1.2), используя вместо  $\Delta i_{в6}$ ,  $\Delta i_{в7}$ ,  $\Delta i_{в8}$  при вычислении  $\beta$  и  $\gamma$  их приведенные значения:

$$\left. \begin{aligned} \Delta i_{в6}^* &= \Delta i_{в6} + \alpha_{оп6} \Delta i_{в.оп6}; \\ \Delta i_{в7}^* &= \Delta i_{в7} (1 - \alpha_{оп6}) + \alpha_{оп7} \Delta i_{в.оп7}; \\ \Delta i_{в8}^* &= \Delta i_{в8} (1 - \alpha_{оп6} - \alpha_{оп7}) \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

и определяя  $\Delta i_{пг}$  по формуле

$$\Delta i_{пг} = (i_0 - i_{в8}) - \alpha_{оп6} (i_{в.оп6} - i_{в8}) - \alpha_{оп7} (i_{в.оп7} - i_{в8}). \quad (1.4)$$

Приняв в формуле (1.3)  $\alpha_{оп6}$  и  $\alpha_{оп7}$  в скобках равными нулю, получим случай концевых ОП; приняв в формулах (1.3) и (1.4)  $\alpha_{оп6} = \alpha_{оп7} = 0$ , получим случай последовательных ОП.

Методом, указанным в [9], могут быть получены формулы и для схем регенерации с иной структурой.

Так, для турбоустановки К-1000-60/1500-2, схема регенерации высокого давления которой приведена на рис. 1.3, учитывая, что ее система регенерации низкого давления состоит из двух каскадных групп, в каждой из которых по два РП [4], получаем

$$\eta = 1 - \frac{\Delta i_{к}}{\Delta i_{пг}} \frac{(1 - \beta_1 - \beta_2)(1 - \beta_3 - \beta_4)(1 - \beta_5 - \beta_6 - \beta_7 - \beta_8)}{(1 + \gamma_c + \gamma_{пп1} + \gamma_{пп2})} \quad (1.5)$$

Таблица 1.2. Влияние изменения температуры питательной воды и кон при номинальном режиме

| Турбоустановка   | Номер ПВД * | $\Delta N_{п.в}$ , кВт/°С | $\Delta N_{ок}$ , кВт/°С |
|------------------|-------------|---------------------------|--------------------------|
| К-200-130        | 1           | 22                        | 0                        |
|                  | 2           | 19                        | 4,0                      |
|                  | 3           | 53                        | 1,8                      |
| К-300-240 ЛМЗ    | 1           | 38                        | 7,0                      |
|                  | 2           | 29                        | 6,0                      |
|                  | 3           | 78                        | 2,5                      |
| К-500-240-2 ХТГЗ | 1           | 91                        | 18                       |
|                  | 2           | 80                        | 20                       |
|                  | 3           | 141                       | 6,0                      |

\* Нумерация ПВД по ходу питательной воды

Алгоритм построения комплексов  $\beta_i$  понятен из пояснений к формуле (1.1), а

$$\gamma_c = \frac{\kappa_1^c - \kappa_2^c}{1 - \kappa_1} \frac{i_{п6} - i'_c}{i_{п6} - i'_{в4}}; \gamma_{пп1} = \frac{(\kappa_1^{пп1} - \kappa_2^{пп1})r}{i_{пп1} - i'_{п7}} \times$$

$$\times \frac{i_{п7} - i'_{п7}}{\Delta i_{п7}} \frac{\Delta i_{п6,7}}{i_{п6} - i'_{в4}}; \gamma_{пп2} = \frac{(\kappa_1^{пп2} - \kappa_2^{пп2})r}{i_{пп2} - i'_{п8}} \times$$

$$\times \frac{i_{п8} - i'_{п8}}{\Delta i_{п8}} \frac{\Delta i_{п7,8}}{\Delta i_{п7}} \frac{\Delta i_{п6,7}}{i_{п6} - i'_{в4}}, \quad (1.6)$$

где  $\kappa_1, \kappa_2$  с соответствующим верхним индексом — паросодержание на выходе из сепараторов ПП1 и ПП2 и входе в них.

В табл. 1.2 для ряда турбоустановок приведены результаты расчетов по определению влияния температуры питательной воды и конденсата греющего пара за каждым ПВД на экономичность при номинальном режиме работы турбоустановки. В таблице  $\Delta N_{п.в}$  и  $\Delta N_{ок}$  — изменение мощности турбоустановки при постоянном расходе теплоты в парогенераторе и изменении температуры питательной воды или конденсата греющего пара на 1 °С.

Выполненные для турбоустановки К-500-240-2 ХТГЗ расчеты показывают также, что организация ОК в ПВД7, ПВД8, ПВД9 при температуре конденсата за ними на 5 °С выше температуры воды на входе в подогреватель приводит к увеличению относительного КПД турбоустановки  $\Delta \eta/\eta$  на 0,015; 0,086; 0,1% соответственно для ПВД9, ПВД8 и ПВД7 по сравнению со схемой без ОК, а организация последовательно включенных ОП при температуре пара за ОП, превышающей на 25 °С температуру входящей в них воды, приводит к увеличению относительного КПД

денсата греющего пара за каждым ПВД на экономичность

| Турбоустановка   | Номер ПВД* | $\Delta N_{ПВ}, \text{кВт}, ^\circ\text{C}$ | $\Delta N_{ОК}, \text{кВт}, ^\circ\text{C}$ |
|------------------|------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|
| К-800-240        | 1          | 129                                         | 8,0                                         |
|                  | 2          | 100                                         | 24                                          |
|                  | 3          | 250                                         | 8,0                                         |
| К-1200-240       | 1          | 198                                         | 32                                          |
|                  | 2          | 146                                         | 35                                          |
|                  | 3          | 348                                         | 12                                          |
| К-1000-60/1500-2 | 1          | 170                                         | 0                                           |
|                  | 2          | 192                                         | 40                                          |
|                  | 3          | 210                                         | 20                                          |

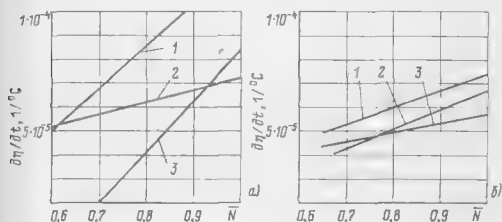


Рис. 1.4. Влияние нагрузки энергоблока на  $\partial\eta/\partial t$ :

а) К-500-240 ТЭС; б) К-500-60 АЭС; 1, 2, 3 соответственно ПВД 3, ПВД 2, ПВД 1

турбоустановки на 0,09; 0,016; 0,05 % соответственно для ПВД9, ПВД8 и ПВД7 по сравнению со схемой без ОП. Устройство в ПВД7 параллельно включенного либо концевой ОП увеличивает относительный КПД турбоустановки на 0,18 % по сравнению со схемой с последовательно включенными ОП.

Влияние изменения температуры питательной воды за каждым ПВД на КПД турбоустановок К-500-240-2 ХТГЗ и К-1000-60/1500-2 ХТГЗ при различных нагрузках представлено на рис. 1.4 в виде зависимости  $\partial\eta/\partial t = f(\bar{N})$ , где  $\partial\eta/\partial t$  — абсолютное изменение КПД турбоустановки при изменении температуры питательной воды за подогревателем на  $1^\circ\text{C}$ ;  $\bar{N}$  — мощность турбоустановки, отнесенная к номинальной. Указанные зависимости получены в результате расчета тепловых схем данных турбоустановок на ЭВМ.



## 2.1. Отечественные конструкции ПВД

Поверхность теплообмена у всех конструкций ПВД образуется системой труб, помещенной в корпус и омываемой снаружи греющей средой, а изнутри питательной водой. Так как давление питательной воды при однополюсной схеме питательных насосов, получившей, как отмечалось выше, наибольшее распространение, в 6-24 раза превышает давление греющей среды, то таким путем обеспечивается рациональное использование прочностных свойств материалов.

В настоящее время имеется два основных направления в конструировании ПВД. Для первого характерно использование одного из классических типов конструкции кожухотрубных теплообменников камерного типа с трубной доской, в которой закреплены U-образные трубы, образующие кратное двум число ходов воды, и водяной камерой с входным и выходным патрубками, крышкой и перегородками для осуществления заданного движения воды. Второе направление, опирающееся на практику современного котлостроения, привело к созданию ПВД коллекторного типа, отличающегося наличием цилиндрических коллекторов из толстостенных труб, объединяющих трубную систему, состоящую из змеевиков того или иного вида. Все существующие конструкции отечественных или зарубежных ПВД относятся к одному из этих типов.

Характерным для развития конструкций отечественных ПВД для энергетических установок на начальное давление пара около 9 МПа является то, что здесь используется исключительно второе направление, вследствие чего практически все конструкции отечественных ПВД относятся к коллекторному типу. Первой отечественной конструкцией ПВД, созданной для установок высокого давления ( $P_0 = 9$  МПа), и одновременно первым отечественным коллекторным ПВД был ПВД типа БИП ЛМЗ [10] (рис. 2.1) - вертикальный, поверхность нагрева его состояла из плоских многотрубных панелей W-образных змеевиков (трубы - сталь 20,  $\phi 25 \times 4$  мм): каждые две панели змеевиков приваривались верхними концами к входному и выходному горизонтальным промежуточным коллекторам небольшого диаметра, образуя секцию. Коллекторы секций приваривались короткими соединительными трубами к горизонтальным сборным коллекторам, приваренным к водяным патрубкам съемной крышки корпуса, вместе с которой трубная система извлекается из последнего. Выходные участки части змеевиков, заключенные в спе-

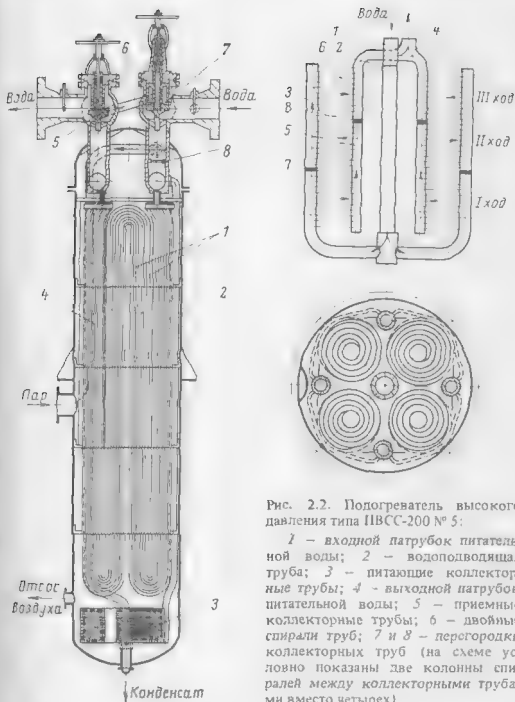


Рис. 2.2. Подогреватель высокого давления типа РВСС-200 № 5:

1 — входной патрубок питательной воды; 2 — водоподводящая труба; 3 — питающие коллекторные трубы; 4 — выходной патрубок питательной воды; 5 — приемные коллекторные трубы; 6 — двойные спирали труб; 7 и 8 — перегородки коллекторных труб (на схеме условно показаны две колонны спиралей между коллекторными трубами вместо четырех)

Рис. 2.1 Подогреватель высокого давления типа РВН-200

1 — охладитель конденсата; 2 — входное отверстие для конденсата греющего пара; 3 — сальниковое уплотнение на сливе дренажа; 4 — диафрагма; 5 и 6 — подводящий и отводящий стояки питательной воды; 7 и 8 — входной и выходной коллекторы

циальный кожух, образуют встроенный ОП. В нижней части корпуса размещался предвключенный встроенный ОК из спиральных змеевиков, рассчитанный на пропуск небольшой части расхода воды.

Подогреватели БИП первого выпуска имели многочисленные технологические дефекты, главным образом, в местах контактной сварки труб змеевиков и приварки их к промежуточным коллекторам, усугублявшиеся трудностью доступа к поврежденным местам. В дальнейшем надежность этих ПВД была повышена, но с 1952 г., когда появился более доступный для осмотра и ремонта подогреватель ТКЗ, эти ПВД были сняты с производства.

Следующим типом отечественных ПВД, сменившим БИП, был тип ПВСС, разработанный ТКЗ "Красный котельщик". Этот подогреватель (рис. 2.2) тоже коллекторный вертикальный, поверхность нагрева его состоит из плоских горизонтальных однотрубных двухрядных (двухплоскостных) спиральных змеевиков из стальных труб  $\phi 32 \times 4$  мм (рис. 2.3). Змеевики, рас-

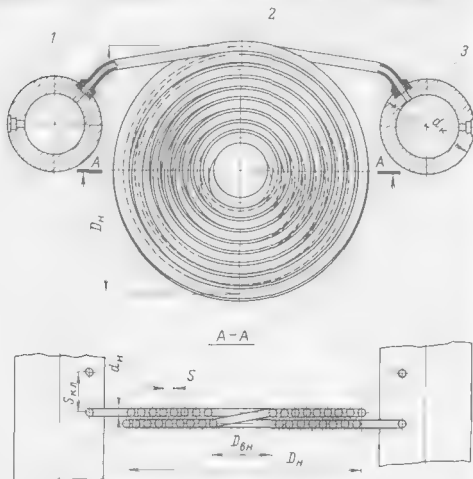


Рис. 2.3. Двухплоскостной спиральный змеевик  
1 и 3 – входной и выходной коллекторы; 2 – змеевик

положенные один над другим, образуют четыре трубные колонны. Между колоннами спиралей размещены четыре вертикальных коллектора, рабочая длина которых соответствует высоте колонн спиралей. Змеевики каждой колонны своими концами приварены к двум примыкающим к ним коллекторам, один из которых подводит к ним воду, а другой отводит. Питательная вода через подводящий штуцер в верхней крышке корпуса направляется по центральной трубе в нижнюю часть двух диаметрально противоположных коллекторов, совершает три хода с помощью глухих перегородок в соответствующих местах коллекторов и из верхней части двух других коллекторов, соединенных с отводящим патрубком в верхней крышке, выводится из подогревателя. Таким образом, вся трубная система соединена с верхней крышкой и может быть поднята вместе с ней для ревизии.

Основной особенностью этой конструкции ПВД является возможность замены любого поврежденного змеевика, не затрагивая соседних, что существенно облегчает ремонт ПВД по сравнению, например, с ПВД типа БИП. Далее, спиральные змеевики отличаются высокой технологичностью изготовления, а то обстоятельство, что вся поверхность нагрева ПВД состоит из одних и тех же элементов, повышает технологичность изготовления это в целом. Конструкция ПВСС позволяет осуществить нужное число ходов воды установкой соответствующих перегородок в коллекторах и достаточно просто выполнить встроенные в ПВД зоны ОК и ОП.

Впоследствии ГКЗ начал выпускать для всех паротурбинных установок ПВД типа ПВ [11] аналогичные ПВСС, но отличающиеся от последних тем, что подвод и отвод питательной воды у них производится через нижнее днище подогревателя, причем трубная система оказывается соединенной с этим днищем (рис. 2.4). При разборке ПВД с него снимается корпус, открывающий доступ к трубной системе, которая остается на месте. Тем самым при разборке ПВД нет необходимости отсоединять от него питательные трубопроводы, как это было у ПВД типа ПВСС. Такие ПВД выполняются со встроенными ОК и ОП, для чего часть спиралей в нижней и верхней зонах заключается в герметичный кожух, в межтрубном пространстве которого организуется многоходовое движение греющей среды (перегретого пара или конденсата) в плоскости змеевиков (рис. 2.5).

Турбоустановки мощностью до 200 МВт включительно комплектуются одной группой ПВД (однониточные). Для более крупных турбоустановок первоначально ПВД устанавливались в две параллельные группы (двухниточные), а для первого блока мощностью 800 МВт Славянской ГРЭС даже в три группы.

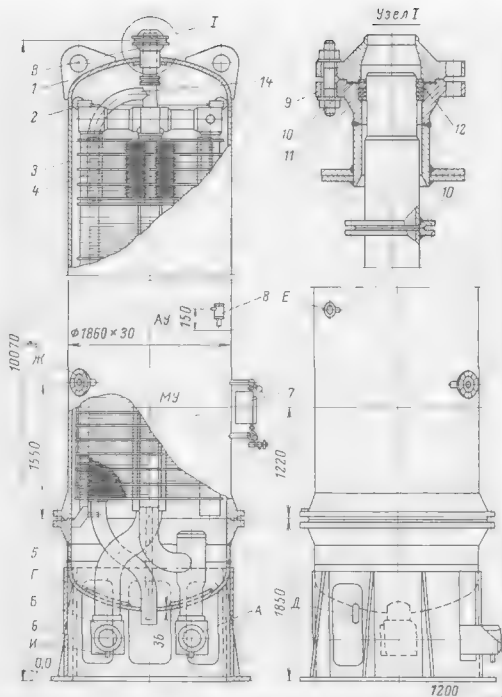


Рис. 2.4 Подогреватель высокого давления типа ПВ-600-380-41

1 — рым для съема корпуса; 2 — направляющие ролики; 3 — корпус; 4 — грубая система; 5 — нижняя крышка; 6 — опора; 7 — уровнемер; 8 — конденсационный бачок аварийного сигнализатора уровня; 9 — фланец парового патрубка; 10 — паронитовая прокладка; 11 — подкладные кольца; 12 — набивка из асбестопроводочного шнура; 13 — 48 шпилек М60×3; 14 — паропроводящая труба; МУ — минимальный уровень конденсата в корпусе; АУ — аварийный уровень конденсата в корпусе; А, Б — вход и выход литейной воды; В — вход греющего пара; Г — выход конденсата греющего пара из охладителя конденсата; Д — отсос воздуха; Е — выпуск воздуха из вышерасположенного подогревателя; Ж — выпуск конденсата греющего пара из вышерасположенного подогревателя; И — опорожнение трубной системы

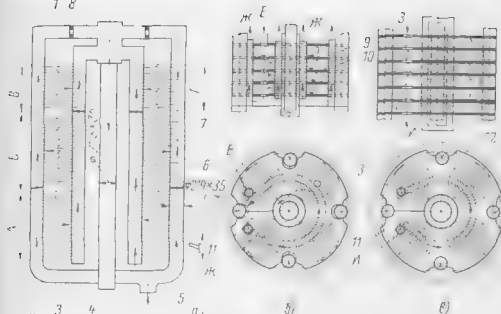


Рис. 2.5 Схемы движения воды в трубной системе подогревателя (а), пара в ОП (б) и конденсата греющего пара в ОК (в):

1 - дроссельная шайба; 2 - распределительные трубы; 3 - коллекторные трубы; 4 - центральная отводящая труба; 5 - вход питательной воды; 6 - заглушка; 7 - двойные плоские трубчатые спиральные змеевики; 8 - сборник; 9 - кожух охладителя пара; 10 - горизонтальная перегородка; 11 - вертикальная перегородка; 12 - кожух охладителя конденсата; А - I ход воды; Б - II ход воды; В - III ход воды; Г - зона охладителя пара; Д - зона охладителя конденсата; Е - вход пара в охладитель пара; Ж - выход пара из охладителя пара; З - вход конденсата в охладитель конденсата; И - выход конденсата из охладителя конденсата

Трубная система ПВД выпуска до 1972 г. для турбоустановок мощностью до 200 МВт и двухниточных ПВД турбоустановок мощностью 300 МВт выполнялась четырехколлекторной с двухходовой по питательной воде зоной КП, причем нижняя часть змеевиков первого хода образует встроенный ОК, включенный параллельно первому ходу КП.

Трубная система однониточных ПВД для турбоустановок мощностью 300 МВт и двухниточных ПВД для более крупных турбоустановок выпуска до 1972 г. выполнялась шестиколлекторной с одноходовой по питательной воде зоной КП и параллельно включенным ОК, в качестве элементов поверхности нагрева по-прежнему использовались двухплоскостные спиральные змеевики. В трубной системе используется трехходовое движение воды со скоростью 3 м/с и более. Все потоки питательной воды собираются через верхнюю крестовину в центральную трубу, по которой нагретая вода через днище корпуса выводится из ПВД. Соеди-

нение коллекторов в верхней крестовине создает жесткую рамную конструкцию.

Весь греющий пар из паропровода отбора поступает в ОП, делает несколько ходов с резкими изменениями направления движения и выводится по центральному и периферийным каналам из ОП в верхнюю часть корпуса, а затем поступает к колоннам эжекторов зоны КП. Конденсат греющего пара из водяного объема корпуса через отверстие в верхней крышке кожуха ОК попадает на эжекторы ОК, совершает несколько ходов и в нижней точке его отводится трубой.

К концу 1970 г. ПВД описанной конструкции были созданы в однокотловном исполнении для энергоблоков мощностью 160 и 200 МВт, в двухкотловном и однокотловном исполнении для энергоблоков мощностью 300 МВт, в двухкотловном исполнении для первого энергоблока мощностью 500 МВт Назаровской ГРЭС, в трех- и двухкотловном исполнении для первых двух энергоблоков мощностью 800 МВт Славянской ГРЭС, а также более мелкие ПВД для теплофикационных турбоустановок.

Результаты тепловых испытаний и опыт эксплуатации данных ПВД [11-15] показали, что их действительные теплотехнические характеристики, как правило, заметно хуже расчетных. Причиной этого явилось отсутствие к моменту проектирования данных подогревателей достаточно надежных сведений по теплообмену и потерям давления в отдельных зонах поверхности нагрева.

Существенное влияние на тепловые характеристики подогревателей в целом, как было выявлено, оказывает паровое сопротивление ОП, так как падение давления в ОП связано со снижением температуры насыщения греющего пара в зоне КП и соответствующим уменьшением нагрева воды в ней. Так, из-за большого числа ходов пара в ОП и резких поворотов между ходами паровое сопротивление ОП двухкотловных ПВД1 и ПВД2 турбоустановки К-300-240 ХТГЗ составляло 0,14 и 0,28 МПа, что приводило к снижению температуры насыщения на входе в зону КП на 4 и 4,6 °С и практически к полной потере эффекта от устройства ОП, выражающегося в повышении температуры питательной воды после зоны КП всего на 4 °С. Еще более высоких значений достигали паровые сопротивления в ОП ПВД одновального блока мощностью 800 МВт Славянской ГРЭС.

Кроме того, принятое в конструкциях ОП и ОК течение греющей среды в плоскости навивки эжекторов при относительно сложной схеме взаимного движения теплоносителей обладает, как оказалось, довольно низкой общей эффективностью теплообмена.

В процессе эксплуатации этих ПВД были выявлены следующие недостатки.

1. Эрозионно-коррозионный износ входных участков элеваторов. Интенсивность такого вида разрушения, по-видимому, определяется скоростью потока питательной воды в элеваторах и во входном коллекторе, условиями входа в элеваторы, температурой, концентрацией кислорода в питательной воде и значением pH, концентрацией напряжений в металле. Влияние каждого из этих факторов в настоящее время пока еще в достаточной мере не изучено. Однако сейчас существует единодушное мнение в отечественной и зарубежной литературе, что при  $pH \geq 9,2$  и скорости воды меньше 2 м/с этот износ существенно уменьшается.

2. Резкое снижение подогрева воды из-за неплотностей внутренних глухих перегородок в коллекторах между первым и вторым ходами воды в КП и между КП и ОП. Неплотности обычно являлись следствием некачественной приварки перегородки, устанавливаемой в стенке двух частей коллектора аналогично по отношению к каждому кольцу и оказывающейся в трудноконтролируемой зоне с большой вероятностью непровара и последующего размывания водой сварки, перегородки и стенки коллектора. Особенно вредно влияние неплотности перегородки между КП и ОП в однокотловых конструкциях, открывающей путь воде помимо элеваторов КП и ОК.

3. Разрушение сварного шва, присоединяющего распределительные коллекторы к стакану. Данные разрушения являются следствием неудачной конструкции узла приварки, кроме того, следует иметь в виду, что жесткая связь распределительных и собирающих коллекторов верхней крестовиной при разнице температур стенки этих коллекторов, которая возникает в условиях эксплуатации, вызывает в указанном сварном шве довольно значительные термические напряжения.

4. Разрушения элеваторов в первом ходе ОП, расположенных под паровпускной трубой, из-за вибрации и перетирания элеваторов друг о друга под воздействием удара струи пара, втекающего в ОП.

5. Прорывы пара через ОК в нижележащий по давлению ПВД или, наоборот, затопление конденсатом нижних элеваторов зоны КП из-за трудностей поддержания нормального уровня конденсата около 50 мм над входным отверстием в верхней крышке кожуха ОП.

Выявленные в процессе эксплуатации и в результате тепловых испытаний ПВД указанные выше недостатки позволили наметить пути их дальнейшего совершенствования. Начиная с 1972-1974 гг. ПО "Красный котельщик" приступил к выпуску модернизированных ПВД. Схема движения теплоносителей в модернизированных 4-коллекторных ПВД приведена на рис. 26. В зоне конденсации таких ПВД — однокотловое движение воды, ско-



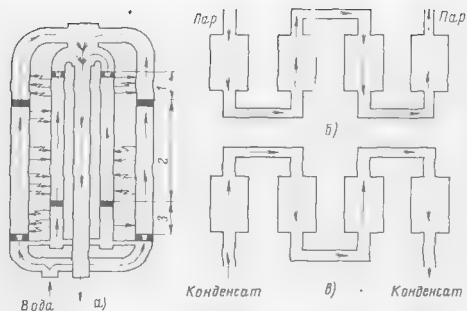


Рис. 2.6. Схема движения теплоносителей в модернизированных ПВД.  
 а — воды в трубной системе: 1 — ОП; 2 — КП одноходовой; 3 — ОК предвключенный, б — пара в парохладителе: в — конденсата в охладителе конденсата

Таблица 2.1. Модернизированные серийные ПВД

| Тип турбоустановки | Тип ПВД*       | Параметры пара на входе |                 | Пара воды    |
|--------------------|----------------|-------------------------|-----------------|--------------|
|                    |                | Давление, МПа           | Температура, °С | Расход, кг/с |
| T-100/120-130-3    | ПВ-425-230-13  | 1,27                    | 266             | 131          |
| ПТ-80-130/13       | ПВ-425-230-23  | 2,25                    | 351             | 131          |
|                    | ПВ-425-230-35  | 3,43                    | 420             | 131          |
| T-180-130          | ПВ-700-265-13  | 1,27                    | 290/449         | 194          |
| К-210-130-3        | ПВ-700-265-31  | 3,04                    | 341             | 194          |
|                    | ПВ-700-265-45  | 4,41                    | 392             | 194          |
| ПТ-135/165-130/15  | ПВ-800-230-14  | 1,37                    | 283             | 194          |
|                    | ПВ-800-230-21  | 2,06                    | 334             | 194          |
| Т-175/230-130      | ПВ-800-230-32  | 3,14                    | 384             | 194          |
| К-300-240 ЛМЗ      | ПВ-1250-380-25 | 2,5                     | 425             | 300          |
|                    | ПВ-1700-380-55 | 5,5                     | 310             | 300          |
|                    | ПВ-1550-380-70 | 7,0                     | 360             | 300          |

\* Маркировка ПВД в соответствии с [17].

\*\* Отношение массы сухого ПВД к поверхности нагрева.

\*\*\* Отношение поверхности нагрева к свободному объему корпуса.

рость питательной воды в змеевиках не превышает 2 м/с, зоны ОК и КП последовательно соединены по воде. Установкой подпорных шайб на входных коллекторах обеспечивается необходимый расход воды через ОК, ограниченный безопасными скоростями воды в змеевиках.

В ОП и ОК организовано поперечное омывание змеевиков греющей средой, при этом в ОП выполнен безударный подвод пара, а в ОК – нижний подвод конденсата для предотвращения прорыва пара в нижележащий по давлению ПВД. Устранены жесткие связи в верхней крестовине трубной системы. Для подогревателей турбоустановок с промежуточным перегревом принят переход от последовательной схемы включения ОП к более эффективным схемам с концевым или параллельным ОП. С целью интенсификации теплообмена в зоне КП в некоторых типах ПВД использован наклон змеевиков к горизонту до  $8-10^\circ$  [16]. В табл. 2.1 приведена техническая характеристика серийных модернизированных ПВД турбоустановок мощностью до 300 МВт включительно. Одновременно с модернизацией серийных ПВД проводилась широкая модернизация действующих ПВД на электростанциях. Однако при модернизации старого оборудования при неизменных габаритах, поверхностях нагрева, параметрах отбо-

| метры питательной                      |                                     | Внутрен-  | Высота  | Масса  | Удельная                                  | Компакт- |
|----------------------------------------|-------------------------------------|-----------|---------|--------|-------------------------------------------|----------|
|                                        |                                     | ний диа-  | ПВД, мм | сухого | металло-                                  | ность*** |
|                                        |                                     | метр кор- |         | ПВД, т | емкость**, м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup> |          |
| Темпе-<br>ратура<br>на вхо-<br>де, °С, | Температу-<br>ра на вы-<br>ходе, °С | пуса, мм  |         |        | кг/м <sup>3</sup>                         |          |
| 161,7                                  | 183,4                               | 1700      | 7390    | 27,2   | 64                                        | 28       |
| 183,4                                  | 213,4                               | 1700      | 7390    | 29,1   | 68                                        | 28       |
| 213,4                                  | 236                                 | 1700      | 7390    | 32,3   | 76                                        | 28       |
| 160                                    | 183                                 | 2200      | 9200    | 56,7   | 74                                        | 23       |
| 183                                    | 225,4                               | 2200      | 9200    | 60,5   | 78                                        | 23       |
| 225,4                                  | 249,2/252,5                         | 2200      | 9200    | 62,9   | 82                                        | 23       |
| 160                                    | 190                                 | 2200      | 9100    | 61,2   | 77                                        | 26       |
| 190                                    | 213,5                               | 2200      | 9100    | 63,0   | 79                                        | 26       |
| 213,5                                  | 236,2                               | 2200      | 9100    | 63,0   | 79                                        | 26       |
| —                                      | —                                   | 2600      | 10 350  | 100    | 80                                        | 25       |
| —                                      | —                                   | 3000      | 9860    | 140    | 82                                        | 25       |
| —                                      | —                                   | 2800      | 10 450  | 159    | 105                                       | 25       |

ров и других ограничениях далеко не всегда удастся осуществить все целесообразные мероприятия. Вопросы модернизации действующих ПВД подробно освещены в [18, 19].

В последние годы ПО "Красный котельщик" совместно с УралВТИ и НПО ЦКТИ ведут работы по дальнейшему повышению технического уровня ПВД путем снижения их металлоемкости, повышения компактности и унификации. Одно из основных мероприятий в этом направлении — использование для поверхности нагрева труб меньшего диаметра (например,  $22 \times 3,5$  мм взамен применяющихся  $32 \times 4$ ,  $32 \times 5$  мм).

Наиболее просто переход к трубам малого диаметра реализуется в ПВД для турбоустановок с докритическими параметрами пара. Эффективным средством снижения массы и габаритов ПВД является также интенсификация теплообмена в аппарате. Повышение теплоотдачи при конденсации пара можно получить организацией скоростного движения пара в основной зоне теплообмена (КП). Создание направленного потока пара в КП не представляет больших трудностей. Конструктивные проработки показывают, что данные мероприятия позволяют унифицировать ПВД.

Подогреватели для всех турбоустановок на докритические параметры свежего пара предполагается изготавливать в корпусах с внутренним диаметром 1500 и 1700 мм (толщина стенки от 14 до 40 мм). В настоящее время такие габариты корпуса имеют лишь самые мелкие подогреватели с поверхностью нагрева до  $425 \text{ м}^2$  в ПВ-700 и ПВ-800 (см табл. 2.1) внутренний диаметр корпуса 2200 мм. Трубные системы всех зон новых ПВД состоят из одинаковых конструктивных элементов и отличаются только количеством змеевиков в зоне КП. В качестве элемента поверхности нагрева предлагается использовать двухштокные змеевики (трубы сталь 20 диаметром  $22 \times 3,5$  мм). Необходимая длина змеевиков (11,7 м) позволяет исключить стыковые сварные швы в них при поставке трубными заводами труб длиной 12 м.

Схема движения теплоносителей в таких ПВД приведена на рис. 2.7. Два основных трубопровода питательной воды проходят через корпус в центральной части днища (труба в трубе). Это позволяет автоматизировать сварку ответственного узла. Отвод конденсата со змеевиков обеспечивается их небольшим наклоном ( $10^\circ$  к горизонту). Удельная металлоемкость таких ПВД находится в интервале  $40-54 \text{ кг/м}^2$ , а компактность  $36-40 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , что заметно лучше указанных показателей подогревателей, выполненных с поверхностью нагрева из труб диаметром 32 мм (табл. 2.1). В настоящее время ведется освоение этих ПВД и проверка их в эксплуатации.

Остановимся далее на возможности укрупнения ПВД отечественной коллекторной конструкции.

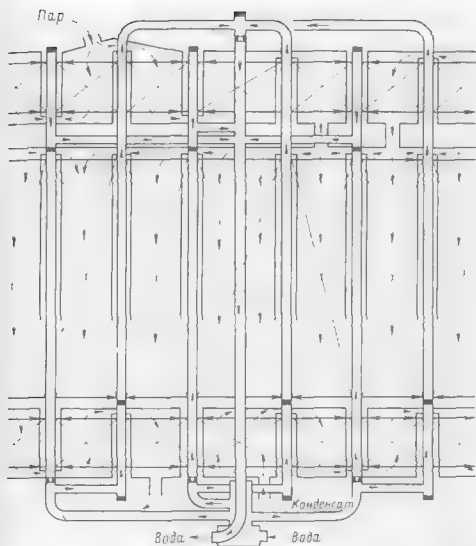


Рис. 2.7 Схема движения теплоносителей в унифицированном ПВД для турбоустановок с докритическими параметрами свежего пара

При прочих равных условиях рост тепловой мощности ПВД связан с ростом необходимой поверхности нагрева и увеличением расхода воды через него. Первое при сохранении той же компактности поверхности нагрева требует увеличения размеров корпуса, что затрудняет перевозку ПВД, усложняет разборку и сборку фланцевого разъема и снижает надежность его работы; облегчить эту задачу может переход к более компактной поверхности нагрева с интенсификацией теплообмена. Второе может быть достигнуто увеличением проходного сечения каждого хода грубой системы и увеличением скорости воды. Однако практическая реализация этих мероприятий наталкивается на ряд ограничений.

Так, в настоящее время для типовой установки ПВД в машинном зале высота ПВД ограничена высотой подъема крюка

мостового крана, т.е. высотой машинного зала, которую целесообразно выбирать исходя из высоты ПВД.

Ограничение высоты ПВД, а значит, и его коллекторов связано с ограничением числа змеевиков, присоединенных к коллектору, и тем самым с ограничением проходного сечения и поверхности нагрева, приходящихся на один коллектор. Увеличение же числа коллекторов более шести приводит к заметному увеличению в центральной части корпуса пространства, незаполненного змеевиками. Заполнение этого пространства поверхностью нагрева наталкивается на ряд трудностей, при этом существенно снижается также ремонтоспособность ПВД. Что же касается увеличения скорости воды, то оно связано также с целым рядом ограничений.

Как уже отмечалось, уровень скоростей оптимальных и безопасных с точки зрения эрозивно-коррозионных разрушений для змеевиков из стали 20 находится в интервале 1,5–2 м/с. Кроме того, с увеличением скорости воды длина труб змеевиков растет примерно пропорционально увеличению скорости воды, что усложняет изготовление, так как требует либо длинномерных труб, либо сварки змеевиков из большого числа частей, либо увеличения числа ходов и снижает надежность трубной системы, заметно увеличивая гидравлическое сопротивление по-

Т а б л и ц а 2.2. Техническая характеристика укрупненных ПВД

| Тип турбоустановки                        | Тип ПВД        | Параметры пара на входе |                 | Пара воды    |
|-------------------------------------------|----------------|-------------------------|-----------------|--------------|
|                                           |                | Давление, МПа           | Температура, °С | Расход, кг/с |
| К-500-240-3 ХТГЗ                          | ПВ-2300-380-17 | 1,61                    | 430             | 454,7        |
|                                           | ПВ-2300-380-44 | 3,89                    | 295             | 440,8        |
|                                           | ПВ-2300-380-61 | 5,49                    | 337             | 420,0        |
| К-800-240-2 ЛМЗ<br>(две нитки ПВД)        | ПВ-1600-380-17 | 1,56                    | 441             | 342          |
|                                           | ПВ-2000-380-40 | 3,70                    | 286             | 342          |
|                                           | ПВ-1600-380-66 | 5,90                    | 345             | 342          |
| К-1200-240 ЛМЗ<br>(две нитки ПВД)         | ПВ-2500-380-17 | 1,61                    | 450             | 508,3        |
|                                           | ПВ-2500-380-37 | 3,59                    | 295             | 508,3        |
|                                           | ПВ-2500-380-61 | 5,98                    | 355             | 508,3        |
| К-1000-60/1500<br>ХТГЗ<br>(две нитки ПВД) | ПВ-2500-97-10  | 1,14                    | 185             | 910          |
|                                           | ПВ-2500-97-18  | 1,80                    | 207             | 910          |
|                                           | ПВ-2500-97-28  | 2,80                    | 231             | 910          |

\* В знаменателе указана температура питательной воды перед схеме Рикара — Некольного.

\*\* То же, но при включении ОП по схеме Виолена.

догревателей. Увеличение проходного сечения поверхности нагрева оказалось возможным при применении в качестве элементов поверхности нагрева однорядных (одноплоскостных) змеевиков с "бифилярной" навивкой (рис. 2.8).

Поскольку вертикальный шаг отверстий на коллекторах при переходе к однорядным змеевикам уменьшается в 2 раза, приварка концов змеевиков к коллекторам производится в шахматном порядке, при этом сохраняется возможность замены отдельных змеевиков без удаления соседних.

Конструктивным достоинством одноплоскостных змеевиков является и то, что их диаметр можно изменять не дискретно, как диаметр двухплоскостных, а непрерывно. Это позволяет улучшить заполнение объема корпуса, поскольку диаметры корпуса и днища ПВД могут меняться только дискретно через 200 мм. Непрерывное изменение диаметра одноплоскостного змеевика достигается поворотом линии центров полувитков. Применение одноплоскостных змеевиков из труб диаметром 32 мм и описанных выше решений, использованных при модернизации ПВД, позволило создать одновиточные ПВД для турбоустановок К-500-240-2 и двухвиточные для турбоустановок К-800-240-3, К-1200-240 ТЭС и К-1000/60-1500 АЭС с теплотехническими характеристиками, удовлетворяющими современным требованиям турбинных заводов (табл. 2.2).

| метры питательной        |                           | Внутренний диаметр корпуса, мм | Высота ПВД, мм | Масса сухого ПВД, т | Удельная металлоемкость, кг/м <sup>3</sup> | Компактность, м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup> |
|--------------------------|---------------------------|--------------------------------|----------------|---------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------|
| Температура на входе, °С | Температура на выходе, °С |                                |                |                     |                                            |                                              |
| 169,1                    | 195,6                     | 3200                           | 10 650         | 163                 | 71                                         | 29                                           |
| 195,6                    | 239,2                     | 3200                           | 10 650         | 183                 | 79                                         | 29                                           |
| 239,2                    | 268,1/271*                | 3200                           | 10 650         | 211                 | 92                                         | 29                                           |
| 168,8                    | 196,8                     | 2800                           | 10 500         | 125,2               | 78                                         | 26                                           |
| 196,8                    | 241,9                     | 3000                           | 10 500         | 141,7               | 71                                         | 28                                           |
| 241,9                    | 272/274,8**               | 2800                           | 10 500         | 153,1               | 95                                         | 26                                           |
| 174,0                    | 200,6                     | 3200                           | 13 300         | 201                 | 80                                         | 25                                           |
| 200,6                    | 241,5                     | 3200                           | 13 300         | 228                 | 91                                         | 25                                           |
| 241,5                    | 275,1/278,4***            | 3200                           | 13 300         | 260                 | 104                                        | 25                                           |
| 165                      | 181                       | 3200                           | 14 090         | 160                 | 64                                         | 23                                           |
| 181                      | 205                       | 3200                           | 14 090         | 160                 | 64                                         | 23                                           |
| 205                      | 225                       | 3200                           | 14 090         | 176                 | 70                                         | 23                                           |

котлом за системой регенерации высокого давления при включении ОП по

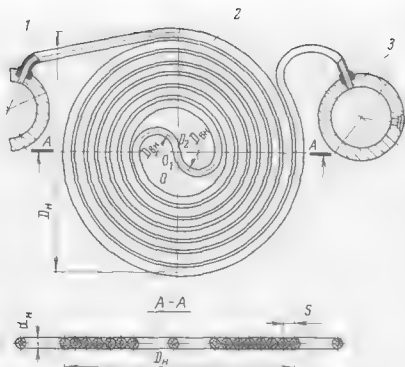


Рис. 2.8. Однорядный одноплоскостной спиральный змеевик:

1 - раздающий коллектор; 2 - змеевик; 3 - собирающий коллектор

Все три однониточных ПВД типа ПВ-2300 блока мощностью 500 МВт по схеме рис. 2.9 выполнены в корпусах одинаковых размеров и имеют приблизительно равную площадь поверхности нагрева (около  $2000 \text{ м}^2$ ). В корпусе каждого ПВД размещены встроенный предвключенный ОК, зона КП и встроенный ОП, включенный по параллельной схеме. Подогреватели рассчитаны на расход питательной воды  $1637 \text{ т/ч}$ ; при этом скорости воды в трубах ОК составляют  $2 \text{ м/с}$ , в КП  $1,64 - 1,67 \text{ м/с}$  и в ОП  $1 - 2 \text{ м/с}$ , а общее гидравлическое сопротивление группы ПВД примерно  $0,65 \text{ МПа}$ . Поверхность нагрева состоит из одноплоскостных спиральных змеевиков из труб диаметром  $32 \times 5 \text{ мм}$ . Наружный диаметр змеевиков КП и ОП составляет  $956 \text{ мм}$ , развернутая длина  $19,5 \text{ м}$ , средний шаг змеевиков по вертикали около  $38 \text{ мм}$ . Змеевики ОК имеют меньший диаметр ( $648 \text{ мм}$ , развернутая длина  $15,2 \text{ м}$ ) вследствие использования схемы ОК с промежуточным коллектором, занимающим часть площади живого сечения корпуса в этом месте.

Пар в ОП и конденсат в ОК движутся перпендикулярно плоскости навивки змеевика и с помощью перепускных коробов совершают многоходовое движение (в ОП - двухпоточное, в ОК - однопоточное). Дренаж поступает в ОК снизу. Двухниточные ПВД для энергоблока мощностью  $1200 \text{ МВт}$  на ТЭС и 30

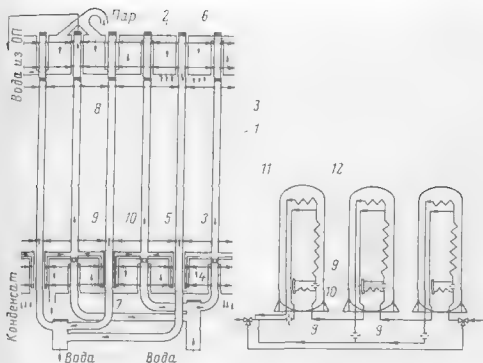


Рис. 2.9. Схема движения воды, пара и конденсата в ПВД энергоблока 500 МВт:

1 — коллекторы; 2, 3, 4 — змеевики соответственно ОП, КП и ОК; 5 — перепускная труба, 6, 7 — кожухи ОП и ОК соответственно; 8 — перегородки глухие; 9 — подпорные шайбы; 10 — дополнительные коллекторы ОК; 11 и 12 — последовательный и параллельный ОП

1000 МВт на АЭС выполнены на базе вышеописанных в том же диаметре корпуса, но большей высоты (около 14 м). В отличие от ПВД энергоблока мощностью 500 МВт ПВД2 и ПВД3 энергоблока мощностью 1200 МВт имеют последовательные ОП, а ПВД1 — концевой ОП (рис. 2.10). В зоне КП используется наклон змеевиков к горизонту примерно на  $8 - 10^\circ$ .

В ПВД для энергоблока мощностью 1000 МВт АЭС ОП отсутствуют, горизонтальные одноплоскостные змеевики выполнены из труб диаметром  $32 \times 4$  мм, подвод питательной воды в трубную систему ПВД боковой, через цилиндрическую часть днища. Двухниточные ПВД энергоблока мощностью 800 МВт в отличие от ПВД блока мощностью 500 МВт имеют встроенные последовательные ОП, а ПВД1 еще и концевой ОП. Диаметр змеевиков в ОК здесь такой же, как змеевиков КП и ОП, так как ОК выполнены по схеме с внутренним диффузором в выходных коллекторах. В остальном конструкция элементов ПВД такая же, как ПВД блока мощностью 500 МВт. Схема движения воды, пара и конденсата в ПВД1 энергоблока мощностью 800 МВт приведена на рис. 2.11. Результаты испытаний ПВД энергоблоков мощностью



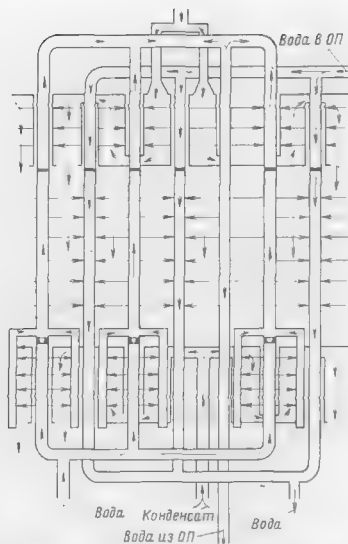


Рис. 2.10. Схема движения теплоносителей в ПВД турбоустановок 1200 МВт с включением ОП по схеме Виолена

500 и 800 МВт [20] показали, что в целом реальные теплотехнические характеристики подогревателей близки к проектным.

Применение труб малого диаметра ( $22 \times 3,5$  мм и меньше) в конструкциях ПВД для энергоблоков большой мощности (более 300 МВт) наталкивается на ряд трудностей, обусловленных большими расходами питательной воды в них при ограниченной скорости воды в змеевиках и ограничениях в габаритах ПВД.

Наиболее приспособлены к применению труб малого диаметра камерные конструкции ПВД, в которых пропускная способность аппарата при заданной скорости воды в трубах и относительном шаге труб определяется диаметром трубной доски, а длина подогревателя — значением нагрева воды и диаметром

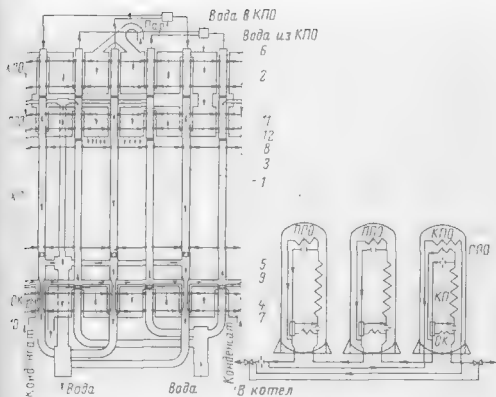


Рис. 2.11. Схема движения теплоносителей в ПВД1 энергоблока 800 МВт  
2 - элеваторы ОП, 6 - кожух ОП, 11 - элеваторы ОП; 12 - кожух ОП; 13 - узел "труба в трубе"; КПО - концевой ОП; остальные обозначения те же, что и на рис. 2.9

труб. Толщина трубной доски, примерно пропорциональная корню квадратному расходу и давлению воды в крупных ПВД, должна составлять 300, 500 мм и более, что усложняет ее изготовление и сверловку в ней отверстий сравнительно малого диаметра. Для обеспечения качественной автоматической приварки труб здесь требуется производить трудоемкую наплавку на поверхность трубной доски слоя металла нужного качества.

Горизонтальные ПВД камерного типа для блока мощностью 500 МВт АЭС [21] с реакторами ВВЭР (рис. 2.12), созданные ПО "Красный котельщик", дают представление о конструкции данных подогревателей. Подогреватели выполнены в корпусе диаметром 2000 мм, длиной до 14 000 мм. В качестве элементов поверхности нагрева используются трубы диаметром 16×1,5 мм, закрепленные сваркой в трубной доске толщиной 240 мм. Масса ПВД1 - ПВД3 составляет соответственно 85, 92, 94 т при поверхности нагрева 2000 м<sup>2</sup>.

Особенностью данных подогревателей являются заметно лучшие показатели металлоемкости и компактности. Однако по ряду причин технологического характера, отмеченных выше,

|     |     |     |
|-----|-----|-----|
| 94  | 95  | 96  |
| 97  | 98  | 99  |
| 100 | 101 | 102 |

700



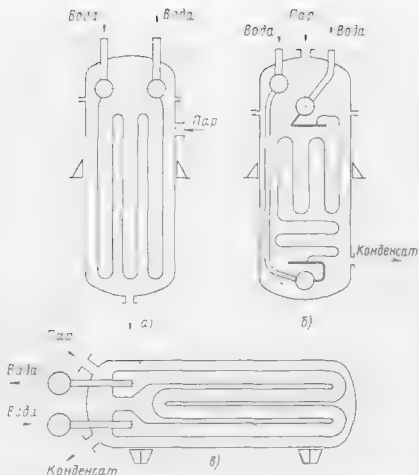


Рис. 2.13. Коллекторные ПВД зарубежных фирм:

а — с внутренними коллекторами; б — с промежуточными внутренними коллекторами; в — с промежуточными внешними коллекторами

и присоединяются к основным коллекторам, вынесенным за пределы корпуса. В отдельных случаях выходной коллектор предыдущего по ходу воды ПВД может являться входным коллектором последующего ПВД; в этом случае к нему привариваются соответствующие промежуточные коллекторы обоих ПВД.

Дальнейшая модификация ПВД заключается в том, что каждый элемент приваривается с помощью нишелей к внутренней стороне трубной доски, заменяющей одно из днищ корпуса, и соединяется с расположенными вне корпуса коллекторами посредством соединительных труб, приваренных аналогичным образом к внешней стороне трубной доски. Здесь, как и в предыдущей модификации, можно обойтись без соединительных труб между ПВД следующих друг за другом ступеней подогрева, используя в данном случае коллекторы. Все коллекторы снабжаются крышками, через которые можно выявить и отключить каждую из поврежденных труб в отдельности без вскрытия корпуса.

Камерные подогреватели высокого давления с трубными досками изготовляют многие фирмы США, Англии и других стран. В США на блоках мощностью свыше 500 МВт устанавливаются одна или чаще две нитки ПВД. Так, на блоке электростанции "Парадайз" мощностью 1150 МВт имеется две нитки горизонтальных ПВД с U-образными трубками. Анало-

гичные ПВД используются и из других блоков мощностью более 500 МВт. Применяются также вертикальные ПВД с U-образными трубками, например, в английских установках мощностью 200–600 МВт [25] (рис. 2.14).

Так, двухниточные ПВД фирмы G.F. Wain Company of Alhambra, установленные на блоках №1 и 2 мощностью по 650 МВт ТЭС "Парадайз", — горизонтальные двухходовые с U-образными трубками из никелевого сплава инконел; недогрев воды в ПВД около 3 °С, скорость воды в трубах примерно 2,4 м/с. Аналогичную конструкцию имеют ПВД фирмы Foster Wheeler (Фостер Уилер) [26] производительностью более 900 т/ч воды (рис. 2.15). Водяная камера таких ПВД закрыта самоуплотняющимся бесфланцевым затвором.

В [27] приведен разрез ПВД большой производительности на давление воды до 35 МПа фирмы Westinghouse (Вестингауз) США. Подогреватель также горизонтальный цельносварной двухходовой с U-образными трубами из углеродистой стали, камера куполообразная с входными (нижним) и выходным (верхним) водяными патрубками и с лазом в центре. Примыкающий к трубной доске со стороны входа воды участок трубного пуска, заключенный в плотный кожух, образует встроенный предвключенный ОК с полным расходом воды. Аналогичный участок трубного пуска со стороны выхода воды также в плотном кожухе выполняет роль встроенного последовательного ОП с полным расходом воды.

Трубные доски крупных ПВД достигают большой толщины (250–500 мм в проектных разработках до 1000 мм), что неблагоприятно сказывается при пусках и колебаниях нагрузки из-за больших термических напряжений. Возможность в США использовать "классический" тип подогревателя объясняется тем, что блоки большой мощности работают, значительную часть времени при постоянной нагрузке и резко останавливаются, благодаря чему слабо сказывается вредное влияние термических напряжений в толстых трубных досках.

Ранее в США и Англии для ПВД использовались мельхиоровые трубы, завальцованные

и трубные доски, но в связи с повышением параметров пара и питательной воды перешли в основном на трубы из углеродистой стали, приваренные к трубной доске и развальцованные в ней. В некоторых случаях применяется вальцовка труб взрывом (фирма Foster Wheeler). Скорость воды в трубах колеблется в пределах 1,8–2,4 м/с.

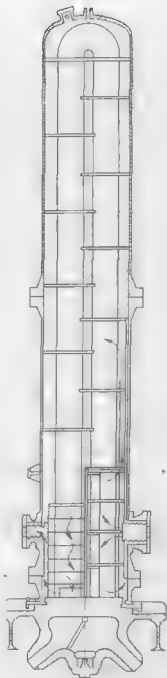


Рис. 2.14. Вертикальный двухниточный ПВД фирмы Weir (Вайер) для энергоблока 600 МВт



Рис. 1. Схема

1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

при переходе к трубам из углеродистой стали возникали трудности с обеспечением плотности приварки труб к трубной доске, снятии дефектами шва (пористостью, химической неоднородностью шва и соединяемых элементов, структурные дефекты, ведущие к образованию трещин). Выходом из сложившейся ситуации являлась автоматизация процесса.

В процессе сварки по выбору материала покрытия трубной доски и конфигурации шва, процессу сварки было установлено, что наилучшее качество сварного соединения трубы из углеродистой стали с трубной доской дает наплавка на поверхность последней сплава инконель с высоким содержанием никеля и приварка трубы к этой наплавке. Из исследований установлено, что наилучшим способом соединения является соединение между торцом трубы, углубленной в отверстие трубной доски, и наплавкой инконеля. Автоматизация процесса сварки обеспечивает получение соединения, свободное от пористости и трещин, хорошо сопротивляется эрозии и коррозии. Проводится испытание на плотность соединения в отверстиях доски.

Подогреватели английской фирмы Weir (Вайер) вертикальные однокамерные двухходовые с U-образными трубами из малоуглеродистой стали [25]. Типичная конструкция однокамерного ПВД для блоков мощностью 200 МВт. Теплоноситель циркулирует по трубам, расположенным в водяной камере. Камера закрыта самоуплотняющейся крышкой, U-образные трубы завальцованы с одной стороны к трубной доске, с другой стороны к ней со стороны теплоносителя. Вода заключена в специальный кожух, образуя встроенный последовательный ОП с полным расходом воды и противоточным движением воды и пара поступающего в верхнюю часть кожуха ОП. Зона ОК в трубах отсутствует (ОК внешний). Подогреватель рассчитан на расход питательной воды 590 т/ч, корпус и трубы — соответственно на давления 3,5 и 22 МПа. Для блоков мощностью 300 МВт (одноточные) и для блоков мощностью 300 МВт (двухточечные) предпочтение отдается ПВД для блоков 300 МВт (одноточные) и для

блоков 500 МВт (двухниточные) рассчитаны на расход питательной воды более 90 т/ч и давления в корпусе и трубах соответственно 7 и 26 МПа. Конструкция с нижней камерой позволяет снизить стоимость трубопроводов и опорных конструкций. Кроме того, она позволяет тренировать

с трубной доской имеется возможность снять корпус, не обеспечив доступ питательных трубопроводов.

Вертикальный трубный пучок, составляющий поверхность нагрева ПВД, состоит из U-образных труб, приваренных встык к трубной доске нижней водяной камеры. Для дистанционирования труб, направления потоков пара и отвода конденсата с труб имеется система плоских горизонтальных перегородок, сквозь которые проходят трубы.

Встроенный постельнозатворный ОП с полным расходом воды образует примыкающим к трубной доске участком трубного пучка со стороны выхода воды, заключенного в плотный кожух. Пар подводится в кожух (и) поперечнику его высоты и разветвляется на два потока, направленные соответственно вверх и вниз. Каждый поток пара благодаря системе перегородок совершает относительно потока воды в трубах сложное перекрестное движение. Такое двухпоточное устройство обеспечивает эффективное охлаждение пара до его контакта с трубной доской и снижает массовую скорость пара до значения, близкого к оптимальному.

Встроенный предвключенный ОК с полным расходом воды выполняется одноходовым и образует примыкающим к трубной доске участком трубного пучка со стороны входа воды, заключенного в плотный кожух. Таким образом, ОК и ОП размещаются рядом. Конденсат поступает в ОК через отверстие в крышке кожуха и благодаря системе (раннее *теоретич. технич. разработкам*) перегородок совершает перекрестное движение относительно потока воды в трубах с достаточно высокими скоростями, обеспечивающими высокую интенсивность теплообмена. Средний температурный напор в ОК соответствует чистому противотоку. Отвод дренажа из ОК производится аналогично подводу пара в ОП. Уровень конденсата в подогревателе поддерживается выше верхней части кожуха ОК и ниже верхней части кожуха ОП.

Фирма Weir выполняет водяные камеры сферических ПВД двух модификаций: 1) литая, куполообразная, с облитыми эластоупругими и самоуплотняющимися эллиптическими ластиком котельного типа, 2) для максимально высоких давлений - кованая с приваренными п-гусерами, с круглым самоуплотняющимся ластиком. И та и другая привариваются к трубной доске. Литая камера может быть выполнена любой формы и она дешевле. Однако не исключит возможность дефектов в отливке, в частности, по составу и пластичности. До недавнего времени на всех блоках 500 МВт Англии устанавливались две нитки ПВД, рассчитанные каждая на половинный расход питательной воды.

Для новых блоков, в том числе мощностью 660 МВт и более, намечается переход на однониточную схему ПВД. Это оказалось возможным благодаря отказу от фланцевого разъема корпуса и созданию фирмой Weir новой конструкции нижней водяной камеры торонадальной формы с плоским верхом, образующим трубную доску (рис. 2.161). При такой форме камеры изгибающие напряжения существенно ниже, чем в плоской трубной доске, что позволяет уменьшить толщину трубной доски для однониточного ПВД блока 660 МВт до 254 мм при низколегированной и до 330 мм при малоуглеродистой марганцовистой стали. Это в 2 раза меньше, чем было бы для прежней камеры с плоской трубной доской и не превышает толщины трубной доски двухниточных ПВД блока мощно-



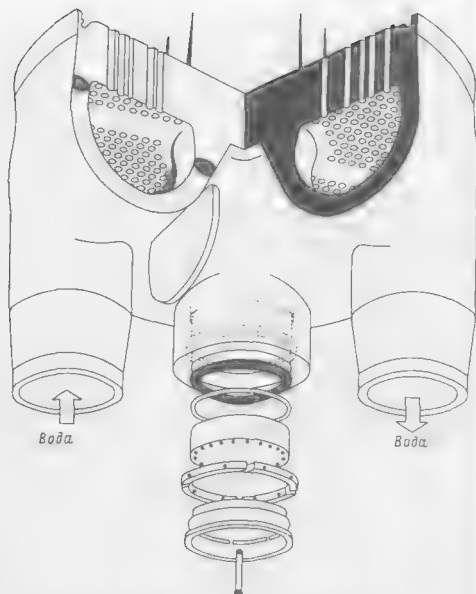


Рис. 2.16. Торондальная водяная камера фирмы Weir (Байер)

стью 500 МВт. Торондальная камера состоит из верхней кованой части, являющейся трубной доской, и нижней литой крышкой камеры со штуцерами и двумя круглыми самоуплотняющимися лазами.

Анализ стоимости одностороннего ПВД с торондальной камерой показал, что для блоков мощностью 500 МВт и более он дает существенную экономию средств по сравнению с прежними двухсторонними ПВД с плоской трубной доской. Предельный размер подогревателей с торондальной камерой определяется максимальным по условиям изготовления диаметром кованой трубной доски. Имеющееся в Англии кузнечное оборудование позволяет изготавливать односторонние ПВД этого типа для блоков мощностью, значительно превышающей 660 МВт (рис. 2.17).

О расчетных условиях, характеризующих ПВД фирмы Weir, дают представление следующие цифры, относящиеся к ПВД верхнего отбора пара. Нагрев воды до температуры насыщения в зоне КП примерно  $3.3^{\circ}\text{C}$  40

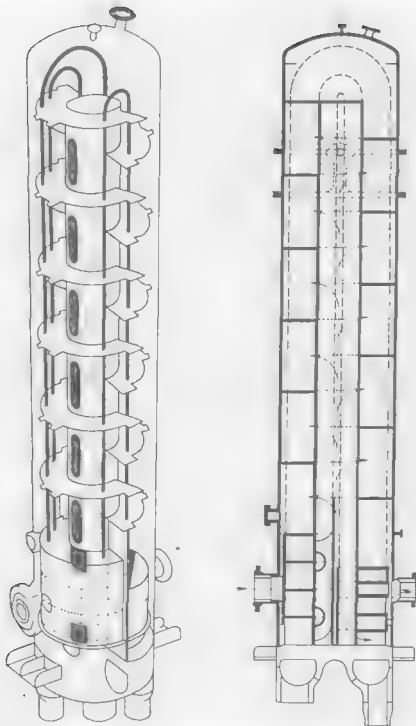


Рис. 2.17 Одноциркульный ПВД фирмы West (Ванер) для энергоблока 600 МВт

При общем нагреве в ПВД около  $49^{\circ}\text{C}$ , температура питательной воды после ПВД на  $9,6^{\circ}\text{C}$  выше температуры насыщения пара на входе, температурный напор на холодном конце зоны ОК около  $5,5^{\circ}\text{C}$ . Температура пара после зоны ОП при полной нагрузке принимается на  $25-30^{\circ}\text{C}$  выше температуры насыщения, чтобы не допустить конденсации пара в ней при номинальном режиме, которая ухудшает работу ОП и создает риск

...улучшения качества сварки. В качестве примера можно привести данные, полученные при исследовании сварных соединений в КИ. В процессе сварки в атмосфере аргона при температуре 1500-1600°C. Скорость сварки составляла 0,17 м/мин. Толщина металла свариваемых деталей была 10 мм. Сварочный ток составлял 180 А. Сварочная проволока марки ПЭ-1. Сварочная ванна была заполнена флюсом марки ПЭ-1. В результате сварки получены соединения, имеющие высокую прочность и пластичность. В качестве примера можно привести данные, полученные при исследовании сварных соединений в КИ. В процессе сварки в атмосфере аргона при температуре 1500-1600°C. Скорость сварки составляла 0,17 м/мин. Толщина металла свариваемых деталей была 10 мм. Сварочный ток составлял 180 А. Сварочная проволока марки ПЭ-1. Сварочная ванна была заполнена флюсом марки ПЭ-1. В результате сварки получены соединения, имеющие высокую прочность и пластичность.

Д.И. Сидоров (Иркутский металлургический завод) разработал многокорпусный ПВД [28], состоящий из шести-семи горизонтальных секций, каждая в своем корпусе нефотытого диаметра, расположенных параллельно. Водяные камеры выполнены из плоских литых коллекторов с плоскими участками в местах крепления труб. Число труб в каждой секции ограничено, чтобы поперечное сечение секции было не менее 100 мм. Секции соединены между собой в один корпус. Водяные камеры легко снимаются и устанавливаются на место. Водяные камеры выполнены из плоских литых коллекторов с плоскими участками в местах крепления труб. Число труб в каждой секции ограничено, чтобы поперечное сечение секции было не менее 100 мм. Секции соединены между собой в один корпус. Водяные камеры легко снимаются и устанавливаются на место.

### 2.3. Некоторые вопросы технологии из зарубежных ПВД

Наиболее подробные сведения по технологии из ПВД фирмой Weir приведены в [25]. Одно из основных требований к качеству металла, используемого для изготовления ПВД, заключается в том, чтобы он был свободен от дефектов. В процессе изготовления ПВД выявилось, что большое число некачественных приварок (сварных соединений) приводит к снижению прочности и пластичности ПВД. В результате проведенных исследований выяснилось, что причиной этого является нарушение технологии сварки. В частности, было установлено, что при сварке не соблюдаются требования к температуре, скорости сварки и качеству флюса.

ры 0,059

В сотрудничестве с поставщиками поковки был разработан состав металла, в котором содержание углерода  $\leq 0,17$ , кремния  $\leq 0,35$ , серы  $\leq 0,01$ , фосфора  $\leq 0,02$ , марганца  $\leq 1,2$ , причем ни в одной точке поперечного сечения содержание углерода не должно превышать 0,17.

Введение ультразвукового контроля обеспечило отсутствие дефектов в металле. В процессе изготовления ПВД выявилось, что большое число некачественных приварок (сварных соединений) приводит к снижению прочности и пластичности ПВД. В результате проведенных исследований выяснилось, что причиной этого является нарушение технологии сварки. В частности, было установлено, что при сварке не соблюдаются требования к температуре, скорости сварки и качеству флюса. Введение ультразвукового контроля обеспечило отсутствие дефектов в металле. В процессе изготовления ПВД выявилось, что большое число некачественных приварок (сварных соединений) приводит к снижению прочности и пластичности ПВД. В результате проведенных исследований выяснилось, что причиной этого является нарушение технологии сварки. В частности, было установлено, что при сварке не соблюдаются требования к температуре, скорости сварки и качеству флюса.

В процессе изготовления ПВД выявилось, что большое число некачественных приварок (сварных соединений) приводит к снижению прочности и пластичности ПВД. В результате проведенных исследований выяснилось, что причиной этого является нарушение технологии сварки. В частности, было установлено, что при сварке не соблюдаются требования к температуре, скорости сварки и качеству флюса. Введение ультразвукового контроля обеспечило отсутствие дефектов в металле. В процессе изготовления ПВД выявилось, что большое число некачественных приварок (сварных соединений) приводит к снижению прочности и пластичности ПВД. В результате проведенных исследований выяснилось, что причиной этого является нарушение технологии сварки. В частности, было установлено, что при сварке не соблюдаются требования к температуре, скорости сварки и качеству флюса.

рис. 2.18. Приварка труб к трубной доске по методу фирмы Ioster Wheeler



контролируется провечиванием.

чем сверленных заготовок для холоднотянутых труб.

ется методом вихревых токов, зона продольного шва дополнительно контролируется ультразвуком. После сварки трубы привариваются к трубной доске методом вихревых токов. Методом вихревых токов проверяется также качество приварки труб к трубной доске (рис. 2.18).

Далее каждая труба приваривается к трубной доске. Каждая труба приваривается к ней плотным швом со стороны камеры, является прежде

ся в рабочем положении трубной доски и труб, каждая труба плотно

относительно стыка трубы с трубной доской, после чего включается пус-

точную сварку труб и трубных досок из более прочных сталей.

Сборка и сварка ПВД производится в сборочном цехе (высота около 10 м). Трубы и т.д. поступают в сборочный цех после полностью

1. Трубы и т.д. поступают в сборочный цех после полностью

0,35 МПа. По окончании каждых 20 стыков выполняют новую контрольную сварку без прекращения приварки труб к трубной доске. После приварки всех труб устанавливается корпус, после чего к трубной доске приваривается водяная камера. Собранный ПВД подвергается гидравлическому испытанию и испытанию на утечки в течение 24 ч. Вода для опрессовки ингибируется азотнокислым натрием.

Последними этапами являются сушка ПВД и подготовка к отправке. В результате сушки относительная влажность воздуха внутри ПВД должна быть менее 50%. Корпус сушится вакуум-насосом, а трубы - продувкой горячего воздуха. После окончания сушки ПВД заполняют сухим азотом, устанавливают пакеты с осушающим веществом, все отверстия плотно закрывают крышками из пластика.

## 2.4. Вопросы технологии изготовления отечественных ПВД

Производство ПВД для турбоустановок всех энергетических блоков в СССР осуществляют на заводе ПО "Красный котельщик". Коллекторная конструкция отечественных ПВД всех существующих мощностей турбоустановок от 22 до 1200 МВт содержит ряд одинаковых решений деталей, узлов и аппаратов в целом. Это положение позволило создать производственный процесс по единому технологическому циклу, специализировать его.

Изготовление ПВД идет двумя параллельными технологическими потоками: 1) сборкой трубной системы; 2) сборкой корпуса, которые в заключительной стадии сходятся на участке сборки подогревателя. По сложившейся на заводе специализации цехов изготовление трубных систем ПВД и сборка их с корпусом, выполнение завершающих операций по контролю, консервации, укупорке, окраске и погрузке сосредоточено в одном цехе. В этом цехе сосредоточены специфические технологические операции изготовления как отдельных элементов (спиральные змеевики и крышки), так и трубных систем на участке с мостовыми кранами. Высотный участок позволяет производить полную сборку в вертикальном положении всего ПВД в целом. Корпуса ПВД изготавливаются в цехе, специализирующемся на производстве крупных цилиндрических изделий, оснащенном уникальным технологическим оборудованием (валы, кромко-строгальные и расточные станки, сварочные автоматы, печи для нагрева и термообработки, рентгенокамеры и т.д.). В этом же цехе изготавливаются барабаны котлов, а также корпуса подогревателей низкого давления, испарителей, других теплообменных аппаратов и сосудов. Днища, колена, штампованные элементы, коллекторы, тройники, стаканы, крепеж и другие детали изготавливаются в цехах, специализирующихся на соответствующих технологических операциях.

При изготовлении отдельных деталей, узлов и сборок в основном используются механизированные операции на специальном технологическом оборудовании, обеспечивающем необходимое качество. Технические требования к изготовлению ПВД устанавливаются в соответствии с Правилами Госгортехнадзора и ОСТ 26-291-79 "Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования". Основные технологические операции по сварке, вальцовке, штамповке, термообработке, контролю, консервации и другим процессам регламентированы заводскими технологическими инструкциями. Высокий уровень технологичности конструкции подогревателей обеспечивается широким использованием нормализованных и стандартизованных деталей (спиральные змеевики, днища, фланцы, штуцера, крепеж и т.д.), включенных в стандарты предприятия.

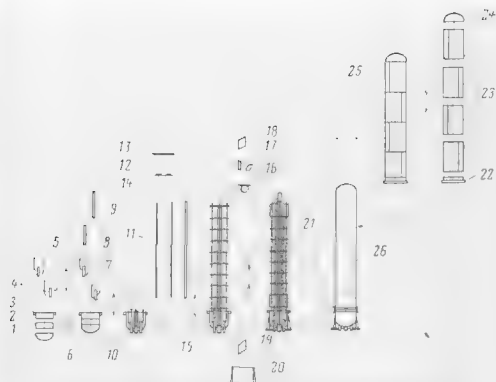


Рис. 2.19. Технологическая схема сборки отечественных ПВД

Принципиальная двухпоточная схема укрупнения узлов и сборки ПВД представлена на рис. 2.19. Основными узлами производства подогревателей являются крышка 10, каркас трубной системы 15, грубая система 21 и корпус 25. Все крышки 10 изготавливаются на отдельном участке в цехе сборки ПВД. Предварительно собираются распределительно-сборные стаканы 4 с коленами 5 и патрубками 8, 9 в сборники 7, а днища 1, обечайки 2 и фланцы 3 собираются в технологические крышки 6. Далее в специальном технологическом приспособлении собирается крышка 10. После выполнения сварочных работ крышка термообрабатывается. Каркас трубной системы 15 собирается в вертикальном стапеле. Крышка 16 выставляется по гидроуровню, а коллекторы 11 и пароподводящая труба 14 устанавливаются по струнам отвесам. Тут же на коллекторы 11 надеваются перегородки 12 и опорное кольцо 13. После выполнения сварочных работ каркас 15 снимается из вертикального стапеля и устанавливается на горизонтальные кантователи, опираясь на ролики фланцем 3 и опорным кольцом 13.

Сборка трубной системы начинается с распределения и приварки перегородок 12, далее устанавливаются и привариваются спиральные змеевики 16. После проведения гидроиспытаний трубной системы устанавливаются пароподводящие отводы 17, монтируются кожухи охладителей пара и конденсата из листов 18 и 19 и устанавливается опора 20. Спиральные змеевики двух плоскостных и одноплоскостных изготавливаются на специальном участке, оснащенном стыкосварочными машинами и станками по навивке. Сварка труб в плети производится на контактных машинах методом оплавления и ТВЧ. Корпус 25 собирается из фланца 22, обечайки 23 и днища 24. Сборка ПВД производится в вертикальном стапеле. Для осуществления этой операции сооружен высотный участок сборочного цеха подогревателей с подкрановыми

подвизся для подогревателей массой до 100 т. Это ограничение связано грузоподъемностью установленных в цехе кранов. Исходя из этого условия, ряд подогревателей: ПВ-2000 (800 МВт); ПВ-2300 (500 МВт) ПВ-2500-380 (1200 МВт) и ПВ-2500-97 (ВВЭР-1000) поставляются не сколькими блоками. При этом для ПВ-2000 и ПВ-2300 железнодорожные тельферы для тяжелых весных грузов, а для ПВ-2500-380 и ПВ-2500-97 используются два мья (трубная система и корпус) или тремя (крышка, труба и корпус) блоками

Особо сложными по операциям окончательной сборки являются подогреватели ПВ-2300-380 и ПВ-2500-97, имеющие сборочные габариты до 24 м. Трубные системы этих подогревателей собираются вертикальным методом сваркой стыков, колен, переходов, переходов, делки, потом переносятся на горизонтальный сварочный станок, на котором устанавливаются спиральные змеевики и другие детали, впускные трубы, кожуха охладителей и т.п.). После гидротестирования системы разделяются на постановочные и монтажные. Сборка корпуса с крышкой производятся после сборки на монтажном этапе

Для изготовления ПВД применяются листы и трубы из нержавеющей стали. Детали, работающие под давлением, изготовляются из высококачественных сталей марок 10, 20, 20К, 09Г2С, 15ГС и т.п. Корпуса (кожуха, перегородки, крепления и т.п.) и детали, работающие под давлением, конструкции выполняются из высококачественной нержавеющей стали качества типа ВСТЗ. Коллекторы, колена, переключатели, змеевики, спиральные змеевики, стаканы, штуцеры, тройники и угольники изготовляются из труб и поковок, прошедших УЗД, корпусный лист также проверяется УЗД. Ультразвуковой контроль проводят либо поставщик металла, либо непосредственно на заводе "Красный котельщик" перед запуском металла в производство

Важнейшей технологической операцией при изготовлении ПВД является сварка. Виды сварки, свариваемые и сварочные материалы, применяемые при изготовлении подогревателей, приведены в таблице 2.3. Сварные швы коллекторов и перегородок выполняются встык, стаканы и донны к ним выполняются АФС. Сварка стыковых швов на подкладном кольце с предварительной подготовкой шва выполняется РДС. Сварка стыковых швов трубных элементов в трубных системах выполняется РДС в непереворотном положении также в V-образную разделку

Т а б л и ц а 2.3. Виды сварки, свариваемые и сварочные материалы при изготовлении ПВД

| Вид сварки                                  | Марка свариваемых сталей    | Марка сварочной проволоки | Марка флюса  |
|---------------------------------------------|-----------------------------|---------------------------|--------------|
| Ручная дуговая сварка (РДС)                 | ВСтЗ, 10, 20<br>15ГС, 09Г2С | Св-08А, Св-08Г            | Ф-08А, Ф-08Г |
| Автоматическая дуговая сварка в среде флюса | ВСтЗ, 10, 20<br>15ГС, 09Г2С | Св-08А, Св-08Г            | Ф-08А, Ф-08Г |
| Электрошлаковая сварка (ЭШС)                | ВСтЗ, 10, 20<br>15ГС, 09Г2С | Св-08А, Св-08Г            | Ф-08А, Ф-08Г |

Примечание: ПВД РДС производится на заводе "Красный котельщик", ЭШС - на заводе "Красный котельщик"



КЛЕДНОМ КОЛЬЦЕ.

$$S_{\text{eff}} = \int d^4x \sqrt{-g} \left[ \frac{1}{2} R - \frac{1}{2} (\partial_\mu \phi)^2 - V(\phi) \right] + \int d^4x \sqrt{-g} \left[ \frac{1}{2} (\partial_\mu \psi)^2 - W(\psi) \right] + \int d^4x \sqrt{-g} \left[ \frac{1}{2} (\partial_\mu \chi)^2 - U(\chi) \right]$$

*Journal of Interpersonal Violence* 26(10) 1978-1997  
© The Author(s) 2011  
Reprints and permissions: <http://www.sagepub.com/journalsPermissions.nav>

диаметром 4 мм.



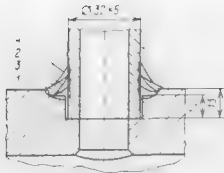


Рис. 2.21. Способ приварки трубы змеевика к коллектору

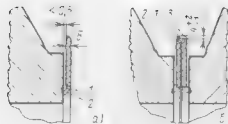


Рис. 2.22. Способ приварки листовых мембран:

а - приварка листовой мембраны; б - сварка листовых мембран

Как показал опыт эксплуатации, надежность ПВД существенно зависит от качества приварки спиральных змеевиков к коллекторам. В результате длительной обработки конструкции и технологии выполнения сварки установлены принципиальные положения (рис. 2.21). Конец спирального змеевика устанавливается в глубокий потай (до 10 мм), разделка заглублена (до 3 мм) и обеспечивает надежное удержание направляемого металла и лучшее проплавление, многостойная РДС с корневым проходом (слой 1) электродом диаметром 3 мм на пониженной силе тока, второго и третьего прохода (слои 2 и 3) электродом диаметром 4 мм и последнего формирующего прохода (слой 4) электродом диаметром 3 мм. В 1981 г. начаты работы по внедрению полуавтоматической сварки в среде  $\text{CO}_2$ . В перспективе намечена полная автоматизация процесса приварки спиральных змеевиков к коллекторам. Оборудование и технологию для этого разрабатывает ИЭС им. О.Е. Патона.

Длительное время и достаточно надежно работает уплотнение фланцевого разъема на приварных точеных мембранах. Однако с ростом диаметра корпуса ПВД нагрузки на фланцы и мембранное соединение возросли настолько, что решение с точеными мембранами становится неэффективным. Анализ работоспособности точеных мембран показал, что границей их применимости являются фланцы диаметром 2 м при внутрикорпусном давлении 2 МПа. В результате экспериментов был сделан вывод о необходимости внедрения уплотнения фланцевых разъемов крупных ПВД на приварных плоских листовых мембранах (рис. 2.22). Такое уплотнение апробировано на блоках мощностью 300, 500 и 800 МВт с 1973 г.

Мембрана изготавливается из нескольких вырезанных из листа толщиной 6–10 мм (сталь 20) сегментов путем их сварки РДС электродом диаметром 3 мм с обеспечением проплавления на все сечение. После сварки заготовка мембраны правится и механически обрабатывается по внутреннему и наружному диаметрам, на наружном диаметре выполняется фаска  $4 \times 60^\circ$ . Мембраны устанавливаются на фланцах крышки и корпуса непосредственно перед насадкой корпуса на трубную систему. Мембраны плотно подгоняются к телу фланцев (зазор не более 0,5 мм) и привариваются РДС в два (минимально) прохода электродом диаметром 3 мм. Поверхности фланца и мембраны зачищаются до металлического блеска, высушиваются и обезжириваются. Сварка мембран между собой в собранном фланцевом раземе выполняется в три прохода электродами диаметром 3 мм. Перед сваркой контролируется зазор между мембранами, который не должен быть больше 1 мм. Сварку мембран желательно производить в вертикальном положении ПВД с несколькими шитьями, обеспе-

живающими плотное соприкосновение мембран. При сварке в горизонтальном положении с кантовкой необходимо обварку мембран производить с установленными и обжатыми шпильками по всему периметру за исключением трех-четырех шпилек в месте обварки. Первый проход (слой 1) в разделку должен быть тщательно очищен от брызг и шлака. Второй и третий проходы (слои 2 и 3) должны создать усиление шва с ровной без подрезов и наплывов поверхностью. Имеется положительный опыт выполнения первого прохода приварки мембраны к фланцу (слой 1) и первого прохода приварки мембран между собой в разделку (слой 1) аргонодуговой сваркой.

Все сварные соединения, выполненные на ПВД, проходят требуемый Правилами Госгортехнадзора контроль. Цехи-изготовители корпусов и трубных систем имеют необходимое оборудование для его осуществления (рентгенокамеры, аппаратуру УЗД, приборы для контроля температуры нагрева при термообработке и т.п.).

Отправляемые на электростанции подогреватели консервируются для защиты от атмосферной коррозии во время транспортировки и хранения перед монтажом. Консервация внутритрубных полостей ПВД осуществляется прибавкой ингибиторов коррозии в воду при гидротестировании (составы на основе нитрита натрия, органического мыла). Внутренняя поверхность корпуса и наружная поверхность трубной системы ПВД, отправляемых в сборе, консервируются аналогичным образом. В отдельных случаях может быть принята консервация "летучим" ингибитором (типа НДА) или азотом. В случае поставки ПВД блоками трубные системы, крышка и корпус изнутри покрываются слоем минерального масла (типа К-17). Наружные поверхности ПВД окрашиваются краской, крепеж покрывается пушшазом. Применяемая консервация обеспечивает сохранность оборудования от коррозии не менее года.

## Глава третья

### ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОДИНАМИКА ОТДЕЛЬНЫХ ЗОН ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПВД

#### 3.1. Общие положения

В общем случае ПВД со встроенными в одном корпусе ОП и ОК представляет собой совокупность трех разных по характеру теплопередачи теплообменных аппаратов, взаимно связанных между собой условиями их работы. Так, в зоне ОП при расчетном режиме температура наружной поверхности стенки змеевиков должна быть равна или больше температуры насыщения греющего пара, омывающего змеевики с внешней стороны. В этом случае конденсация пара на стенках змеевиков не происходит и теплопередача в ОП определяется процессами конвективного теплообмена между перегретым паром, движущимся в межтрубном пространстве, и питательной водой, протекающей внутри труб змеевиков, а также теплопроводностью через цилиндрическую стенку змеевиков.

Процессами конвективного теплообмена и теплопроводности через цилиндрическую стенку обусловлена теплопередача и в зо-

не ОК, где в межтрубном пространстве движется конденсат греющего пара. В нерасчетных режимах работы зон ОП и ОК возможны более сложные процессы теплообмена и гидродинамики, обусловленные движением двухфазной среды в межтрубном пространстве этих зон. В зоне КП происходит теплопередача от конденсирующегося на наружной поверхности (вертикальных или горизонтальных) труб слабоперегретого (практически неподвижного или движущегося) пара к питательной воде.

Суммарное термическое сопротивление теплопередачи  $R_0$ , равное обратному значению коэффициента теплопередачи, в каждой зоне поверхности теплообмена ПВД определяется из известного соотношения

$$R_0 = R_{CT} + R_1 + R_2, \quad (3.1)$$

где  $R_{CT}$ ,  $R_1$ ,  $R_2$  — термические сопротивления соответственно стенки и сред, движущихся со стороны внутренней и внешней стенок змеевика, отнесенные к одной и той же поверхности теплообмена<sup>1</sup>.

Ниже рассмотрены рекомендации по определению частных термических сопротивлений, входящих в уравнение (3.1), в условиях работы зон поверхности теплообмена ПВД.

### 3.2. Термическое сопротивление стенки

Как известно из курса теплопередачи, при стационарном процессе теплопроводности термическое сопротивление стенки трубы с внутренним диаметром  $d_B$  и наружным  $d_H$  можно определить из уравнения

$$R_{CT} = \frac{1}{2\lambda_{CT}} \ln \frac{d_H}{d_B}. \quad (3.2)$$

При расчете по этому уравнению следует иметь в виду, что удельный тепловой поток через поверхность теплообмена отнесен к наружной поверхности трубы.

На практике обычно  $d_B/d_H > 0.6$ . В этом случае с погрешностью, не превышающей 1%, уравнение (3.2) можно заменить более простым

$$R_{CT} = \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} \frac{1}{d_{CT}}, \quad (3.3)$$

<sup>1</sup> Здесь и далее все термические сопротивления относятся к поверхности теплообмена, соответствующей наружному диаметру труб змеевиков.

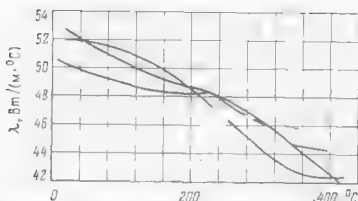


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента теплопроводности углеродистой стали (сталь 20) от температуры:

1 — по [29]; 2 — по [30]. 3 — по [31]

где  $\delta_{ст}$  — толщина стенки, м;  $d_{ср} = 0,5(d_n + d_v)$  — средний диаметр трубы, м;  $\lambda_{ст}$  — коэффициент теплопроводности материала стенки трубы [ $\lambda_{ст}$  для углеродистой стали (сталь 20) в зависимости от температуры приведены на рис. 3.1].

При отсутствии экспериментальных данных коэффициент теплопроводности различных сталей может быть определен с достаточной для практических расчетов точностью исходя из спектрального анализа материала труб методом Р.Е. Кржижановского [29], основанном на предположении, что при выбранной термической обработке (отжиг для углеродистых и хромистых сталей и закалка или нормализация для сталей аустенитного класса) теплопроводность является функцией объемного содержания в стали всех элементов (кроме железа) и температуры.

Объемное содержание примесей  $V$  подсчитывается по формуле

$$V = \sum g_i \frac{A_{Fe}}{A_i}, \quad (3.4)$$

где  $g_i$  — массовое содержание элемента в стали, %;  $A$  — атомная масса.

Отношение  $A_{Fe}/A_i$  для основных элементов приведено ниже

| Элемент .....      | C     | Si   | Mn   | P     | S     | Cr   | Ni    |
|--------------------|-------|------|------|-------|-------|------|-------|
| $A_{Fe}/A_i$ ..... | 4,66  | 1,99 | 1,02 | 1,86  | 1,74  | 1,07 | 0,252 |
| Элемент .....      | Mo    | V    | W    | Co    | Cu    | Ti   | Nb    |
| $A_{Fe}/A_i$ ..... | 0,582 | 1,09 | 0,32 | 0,947 | 0,878 | 1,16 | 2,07  |

Точность указанного метода, как показала проверка на большом экспериментальном материале, не ниже 10 %.

Исходя из указанного метода, теплопроводность углеродистых сталей, Вт/(м·°C),

$$\lambda_{ст} = 1,163 [B(635 - t) \cdot 10^{-2} + 28,8], \quad (3.5)$$

Таблица 3.1. Теплопроводность хромистых сталей

| t, °C | λ, Вт/м·°C |      |      |      |      |      |
|-------|------------|------|------|------|------|------|
|       | 5          | 10   | 15   | 20   | 25   | 30   |
| 100   | 33,4       | 27,7 | 25,4 | 24,7 | 24,0 | 23,3 |
| 200   | 31,4       | 27,2 | 25,8 | 25,1 | 24,5 | 23,8 |
| 300   | 30,4       | 27,2 | 26,1 | 25,6 | 25,5 | 25,1 |
| 400   | 29,4       | 27,2 | 26,3 | 25,9 | 25,9 | 25,9 |

Значения  $B$ , определяемые в зависимости от  $V = 4,66g_C + 1,99g_{Si} + 1,02g_{Mn}$ , приведены ниже:

|      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| V, % | 0,2  | 0,8  | 1,4  | 2,0  | 3,0  | 4,0  | 5,0  | 6,0  | 7,0  |
| B    | 5,58 | 4,17 | 3,13 | 2,66 | 2,45 | 2,27 | 2,16 | 2,03 | 1,94 |

Теплопроводность хромистых сталей, Вт/(м·°C), приведена в табл. 3.1.

Теплопроводность аустенитных сталей, Вт/(м·°C), определяется по формуле

$$\lambda_{CT} = 15,5t \cdot 10^{-3} + 13,8. \quad (3.6)$$

### 3.3. Теплоотдача от стенки к питательной воде

Теплоотдача от жидкости, протекающей внутри круглой трубы, к ее стенке или, наоборот, от стенки к жидкости является достаточно распространенным в технике случаем теплообмена, который подробно изучен как теоретически, так и экспериментально. Из курса теплопередачи известно, что при этом эффективность теплоотдачи существенно зависит от характера движения жидкости в трубе, который определяется числом Рейнольдса  $Re_B$ .

В условиях, характерных для работы ПВД,  $Re_B > 4 \cdot 10^4$ , что соответствует режиму развитого турбулентного течения как в прямых, так и в изогнутых трубах.

В соответствии с [32] коэффициент теплоотдачи в прямых гладких трубах  $\alpha_B$  при развитом турбулентном течении и  $L/d_B > 50$  ( $L$  — длина трубы) определяется по уравнению

$$\alpha_B = 0,021 \frac{\lambda_B}{d_H} Re_B^{0,8} Pr_B^{0,43} \epsilon_t. \quad (3.7)$$

За определяющую температуру здесь принята средняя температура воды в трубе, а за определяющий размер — внутренний диаметр трубы;  $\epsilon_t$  — поправка на неизотермичность, в условиях работы ПВД с достаточной для практики точностью можно при-

нимать  $\epsilon_f = 1$ ;  $\lambda_B$  — теплопроводность воды,  $Pr_B$  — число Прандтля.

Расчет теплоотдачи в изогнутых трубах, согласно [32] следует вести по (3.7), но полученное значение  $\alpha_B$  необходимо умножить на значение  $\epsilon_{изг}$ , которое для змеевиковых винтовых труб определяется по уравнению

$$\epsilon_{изг} = 1 + 1,8 d_B / R, \quad (3.8)$$

где  $R$  — радиус закругления змеевика.

Для спиральных змеевиков типа спираль Архимеда, что по форме довольно близко к змеевикам, используемым в ПВД отечественной конструкции, в [33]  $\epsilon_{изг}$  рекомендуется определять по уравнению (3.8), принимая  $R = R_{cp}$ , где  $R_{cp}$  — средний радиус кривизны змеевика. Результаты экспериментального исследования [34] конвективного теплообмена в условиях развитого турбулентного течения воды в спиральном двухплоскостном змеевике со средним разбросом  $\pm 15\%$  согласуются с уравнением (3.7) при введении в него поправки  $\epsilon_{изг}$  в соответствии с рекомендациями [33]. Опыты [34] проводились на двухплоскостном спиральном змеевике (шаг между трубами 20 мм, расстояние между плоскостями 9 мм), выполненном из трубы (сталь X18H9T) диаметром  $16 \times 2$  мм, длиной 10 м.

Средний радиус кривизны был равен 110 мм,  $Re_B$  в опытах изменялся от  $4 \cdot 10^4$  до  $3 \cdot 10^5$ .

Приведенные выше рекомендации для расчета теплоотдачи при развитом турбулентном течении относятся к гладким трубам.

Теплоотдача в шероховатых трубах изучена пока недостаточно. В первом приближении для расчета коэффициента теплоотдачи в трубах с естественной и искусственной песочной или регулярной двумерной шероховатостью, выполненной в виде поперечных выступов различной формы, могут быть использованы результаты теоретических исследований [35, 36].

Выполненный нами анализ этих исследований показал, что при  $5 \cdot 10^4 < Re < 3 \cdot 10^5$  и  $1 < Pr_B < 4$ , как в случае песочной (при  $h/d_B = 0,01 \div 0,1$ ), так и регулярной шероховатости (при  $h/d_B = 0,02 \div 0,08$ ,  $S_{пр}/d_B = 0,5 \div 1,5$ ), результаты этих исследований можно аппроксимировать с высокой точностью приведенной на рис. 3.2 простой однопараметрической зависимостью

$$\epsilon_{ш} = \alpha_{ш}/\alpha_B = f(\xi_{ш}/\xi_{гл}), \quad (3.9)$$

где  $\alpha_{ш}$ ,  $\alpha_B$ ,  $\xi_{ш}$ ,  $\xi_{гл}$  — коэффициенты теплопередачи и сопротивления для шероховатой и гладкой труб,  $h$  — высота бугорков шероховатости;  $S_{пр}$  — шаг бугорков при регулярной шероховатости;  $d_B$  — внутренний диаметр гладкой части трубы.

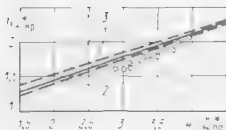


Рис. 3.2. Теплоотдача к внутренней стенке профильных труб:

1 — расчеты по [35, 36]; 2, 3 — обобщение опытов [39], [40]; точки — экспериментальные данные автора

В (3.9)  $\alpha_B$  определяется по (3.7),  $\xi_{гп}$  по формуле Г.К. Филоненко [37]

$$\xi_{гп} = [1.82 \lg Re_B - 1.64]^{-2}, \quad (3.10)$$

$\xi_{ш}$  по известным теоретическим и экспериментальным данным в каждом конкретном случае вида шероховатости.

Сопоставление зависимости (3.9) с результатами опытов по исследованию теплоотдачи в трубах с естественной шероховатостью [38], с регулярной шероховатостью, выполненной в виде пружинящих латунных колец [39] и в профильных накатанных трубах с трехзаходными винтовыми канавками [40], как следует из рис. 3.2, дает удовлетворительную сходимость.

Рассматриваемые опыты охватывают широкий диапазон значений  $Pr_B$ , однако  $Re_B$  в этих опытах не превышает  $1 \cdot 10^5$ .

Нами выполнены опыты по исследованию теплоотдачи и сопротивления при течении воды в латунной трубе диаметром  $19 \times 1$  мм с трехзаходной винтовой канавкой при продольном шаге между центрами двух соседних канавок  $S_{пр} = 8.5$  мм и высотой выступов на внутренней поверхности трубы  $h = 0.7$  мм в диапазоне  $5 \cdot 10^4 < Re_B < 25 \cdot 10^4$  при  $Pr_B$ , близком к 1. Результаты этих опытов приведены на рис. 3.2 и также дают хорошее совпадение с зависимостью (3.9), которая приблизительно коррелируется уравнением

$$\epsilon_{ш} = (\xi_{ш}/\xi_{гп})^{0.5}, \quad (3.11)$$

В случае песочной шероховатости в соответствии с [29]

$$\epsilon_{ш} = [2 \lg \frac{d_B}{2h} + 1.65]^{-2}. \quad (3.12)$$

Этим уравнением можно пользоваться и при естественной шероховатости. Для этого надо знать эквивалентную песочную шероховатость. Данные по эквивалентной шероховатости для труб с естественной шероховатостью приведены в [29].

Для накатанных труб с поперечными кольцевыми канавками некоторые сведения о  $\xi_{ш}$  в соответствии с опытными данными

ми [41] приведены ниже:

|                           |       |      |       |       |      |       |       |      |
|---------------------------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|
| $S_{пр}/d_B \dots$        | 0,5   |      | 1,0   |       | 1,5  |       |       |      |
| $h/d_B \dots \dots$       | 0,02  | 0,04 | 0,02  | 0,04  | 0,06 | 0,02  | 0,04  | 0,06 |
| $Re = 5 \cdot 10^4 \dots$ | 0,037 | 0,09 | 0,029 | 0,052 | 0,11 | 0,026 | 0,041 | 0,07 |
| $Re = 10^5 \dots$         | 0,034 | 0,09 | 0,026 | 0,051 | 0,11 | 0,024 | 0,039 | 0,07 |
| $Re = 3 \cdot 10^5$       | 0,028 | 0,09 | 0,022 | 0,048 | 0,11 | 0,019 | 0,036 | 0,07 |

Для накатанных труб с винтовыми канавками при  $h, d_B = 0,02 \div 0,08$  и  $S_{пр} d_B = 0,5 \div 1,5$  результаты опытов [42] в диапазоне  $Re_B = 5 \cdot 10^4 \div 10^5$  и результаты наших опытов в диапазоне  $Re_B = 5 \cdot 10^4 \div 25 \cdot 10^4$  хорошо обобщаются зависимостью

$$\xi_{ш} = 0,23 (h/S_{пр})^{0,55}. \quad (3.13)$$

Формула (3.7) для расчета коэффициента теплоотдачи в гладких трубах может быть упрощена, если входящие в нее физические величины, зависящие от температуры и давления воды, выразить в виде некоторой функции  $Z = f(\bar{t}_B, P_B)$ . Тогда приведенное к наружной поверхности трубы значение  $\alpha_B$ . Вт ( $m^2 \cdot ^\circ C$ ), выражается уравнением

$$\alpha_B = Z w_B^{0,8} d_B^{-0,2} (d_B/d_H), \quad (3.14)$$

где  $w_B$  — скорость воды в трубе.

Значения функции  $Z$  при давлении воды 10–35 МПа приведены ниже:

|                                         |      |      |      |      |
|-----------------------------------------|------|------|------|------|
| $\bar{t}_B, ^\circ C \dots \dots \dots$ | 150  | 200  | 250  | 300  |
| $Z \dots \dots \dots$                   | 3870 | 4100 | 4100 | 4150 |

Учитывая слабое изменение функции  $Z$  и теплопроводности стали от температуры в диапазоне 150–300  $^\circ C$  суммарное термическое сопротивление воды и стенки  $R_{пр}$ ,  $m^2 \cdot ^\circ C$ , Вт, отнесенное к наружной поверхности трубы, можно с точностью 6% аппроксимировать выражением

$$R_{пр} = a + b w_B^{-0,8}, \quad (3.15)$$

где  $a$  и  $b$  — коэффициенты для различных размеров труб и материала.

Значения  $a$  и  $b$  для некоторых важных в практике случаев приведены в табл. 3.2.

При вычислении  $R_{пр}$  для спиральных змеевиков коэффициент  $b$  следует разделить на  $\epsilon_{изг}$  по (3.8), а для шероховатых труб на  $\epsilon_{ш}$  по (3.11).

Как показывают результаты испытаний промышленных теплообменников, трубы которых обычно покрыты слоем коррозии, теплообмен в них достаточно часто совпадает с данными для чистых гладких труб. По-видимому, влияние естественной шеро-



Таблица 3.2. Значения  $a$  и  $b$ 

| Диаметр, мм     | $a \cdot 10^4$ | $b \cdot 10^4$ | Диаметр, мм                           | $a \cdot 10^4$ | $b \cdot 10^4$ |
|-----------------|----------------|----------------|---------------------------------------|----------------|----------------|
| <i>Сталь 20</i> |                |                | <i>Нержавеющая безникелевая сталь</i> |                |                |
| 32 × 5          | 1,35           | 1,60           | 19 × 1,5                              | 0,63           | 1,30           |
| 32 × 4          | 1,00           | 1,50           | 16 × 1,2                              | 0,43           | 1,25           |
| 32 × 3,5        | 0,85           | 1,45           | <i>Аустенитная сталь</i>              |                |                |
| 22 × 3,5        | 0,90           | 1,25           | 19 × 1,5                              | 1,16           | 1,25           |
| 22 × 3          | 0,73           | 1,35           | 16 × 1,2                              | 0,80           | 1,25           |
| 16 × 2,5        | 0,62           | 1,40           |                                       |                |                |

ховатости, повышающей теплообмен и влияние термического сопротивления ржавчины и отложений, снижающих теплообмен, компенсируют в этом случае друг друга.

#### 3.4. Теплоотдача и сопротивление при внешнем обтекании змеевиков ОП и ОК

Как следует из рассмотрения конструкций ПВД, здесь возможны различные случаи обтекания: продольное или перекрестное обтекание прямых труб в камерных ПВД, смешанное или перекрестное обтекание спиральных змеевиков в коллекторных ПВД отечественной конструкции. Причем диапазон изменения числа Рейнольдса греющей среды ( $Re_r$ , пара в ОП и конденсата в ОК) довольно широк — примерно от  $10^4$  до  $2 \cdot 10^5$ .

Для расчета теплоотдачи в случае продольного обтекания протрубных пучков с относительными шагами  $1,02 < S, d_H < 2,5$  в [43] на основе многочисленных экспериментов рекомендуется следующая обобщенная зависимость для  $3 \cdot 10^3 < Re_r^* < 10^6$ ;  $0,66 < Pr_r < 5,0$ :

$$\alpha_r = \alpha_B [1 + 0,91 Re_r^{-0,1} (1 - 2e^{-B})], \quad (3.16)$$

где  $B = d_3/d_H$ ;  $\alpha_B$  — по (3.7).

Здесь за определяющую температуру следует принимать среднюю температуру греющей среды (пара в ОП, конденсата в ОК), а в качестве характерного линейного размера — эквивалентный диаметр  $d_3$ .

Для треугольной разбивки трубного пучка

$$d_3 = \left[ \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left( \frac{S}{d_H} \right)^2 - 1 \right] d_H, \quad (3.17)$$

а для квадратной

$$d_3 = \left[ \frac{4}{\pi} \left( \frac{S}{d_H} \right)^2 - 1 \right] d_H. \quad (3.18)$$

В области относительных шагов расположения труб в трубном пучке  $1,1 < S/d_H < 1,3$  выражение, заключенное в (3.16) в квадратные скобки, близко к 1 и  $\alpha_r = \alpha_B$ , т.е. теплоотдача в пучках, рассчитанная по  $d_3$ , совпадает с теплоотдачей в круглых трубах.

Для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления в трубных пучках можно использовать формулы, полученные в [44] на основе обобщения расчетного и экспериментального материалов при  $1,02 < S/d_H < 10$  и  $2 \cdot 10^4 < Re_r < 5 \cdot 10^5$ .

Для треугольной решетки

$$\xi/\xi_{тр} = 0,57 + 0,18 (S/d_H - 1) + 0,53 \left\{ 1 - \exp[-0,58 - 9,2(S/d_H - 1)] \right\}. \quad (3.19)$$

Для квадратной решетки

$$\xi/\xi_{тр} = 0,59 + 0,19 (S/d_H - 1) + 0,52 \times \left\{ 1 - \exp[-10(S/d_H - 1)] \right\}. \quad (3.20)$$

где  $\xi_{тр} = 0,316 Re_r^{-0,25}$

Теплоотдача и сопротивление при продольном обтекании трубных пучков из профильных накатанных труб с поперечными кольцевыми и винтовыми канавками в первом приближении могут быть рассчитаны по формулам круглой трубы для случаев, приведенных в § 3.3, при подстановке в эти формулы в качестве определяющего размера эквивалентного диаметра  $d_3$  по (3.17) или (3.18).

Среднюю теплоотдачу в пучке прямых труб при перекрестном обтекании можно рассчитать в соответствии с [45] по зависимости

$$Nu_r = Nu_r^* C_2 \epsilon_r. \quad (3.21)$$

Для шахматных пучков при  $10^3 < Re < 1,5 \cdot 10^5$

$$Nu_r^* = 0,35 (S_1/S_2)^{0,2} Re_r^{0,6} Pr_r^{0,36}, \quad (3.22)$$

а при  $Re_r > 1,5 \cdot 10^5$

$$Nu_r^* = 0,031 (S_1/S_2)^{0,2} Re_r^{0,8} Pr_r^{0,4}. \quad (3.23)$$

Для коридорных пучков:

при  $10^3 < Re_r < 1,5 \cdot 10^5$

$$Nu_r^* = 0,37 Re_r^{0,6} Pr_r^{0,36}; \quad (3.24)$$

при  $Re_r > 1,5 \cdot 10^5$

$$Nu_r^* = 0,033 Re_r^{0,8} Pr_r^{0,4}. \quad (3.25)$$

В формуле (3.21)  $\epsilon_f \approx 1$  при условиях, характерных для работы ОП и ОК ПВД;  $C_2 = 1$  при числе рядов в пучке больше четырех. В формулах (3.21) – (3.25) за определяющую температуру следует принимать среднюю температуру потока по глубине пучка, за определяющую скорость – среднюю скорость в наименьшем проходном сечении пучка, за определяющий размер – диаметр трубы  $d_H$ ;  $S_1$ ,  $S_2$  – поперечный и продольный шаги пучка.

Гидравлическое сопротивление многорядных коридорных и шахматных пучков в соответствии с [45] определяется по зависимости

$$\Delta P = \frac{1}{2} (\xi/\chi) \chi \rho_f w_f^2 z, \quad (3.26)$$

где  $\Delta P$  – перепад давления в пучке;  $\xi/\chi$  и  $\chi$  определяются по номограммам (рис. 3.3);  $\rho_f$  – плотность пара (пара в ОП, конденсата в ОК);  $w_f$  – скорость в минимальном проходном сечении пучка;  $z$  – количество рядов перекрестно омываемых труб; число  $Re_f$  составляется так же, как в (3.21 – 3.25).

При определении коэффициента сопротивления для коридорных пучков (рис. 3.3, а) с любым расположением труб сначала определяется  $\xi/\chi$  по продольному относительному шагу  $S_2/d_H$  и  $Re_f$ , а затем по вспомогательному графику множитель  $\chi$ , после чего рассчитывается коэффициент сопротивления  $\xi = (\xi/\chi)\chi$ .

Коэффициент сопротивления шахматных пучков труб получается таким же путем, только определение  $\xi/\chi$ , как отмечено на номограмме (рис. 3.3, б), ведется на основе поперечного относительного шага  $S_1/d_H$ .

В коллекторных ПВД отечественной конструкции (см. гл. 2) движение греющей среды (пара в ОП и конденсата в ОК) осуществляется либо в плоскости змеевиков (смешанное обтекание), либо перпендикулярно плоскости змеевиков (перекрестное обтекание). Данные по теплоотдаче и сопротивлению в указанных случаях получены в результате промышленных исследований ряда подогревателей [14, 46].

На основании указанных результатов исследований для расчета теплоотдачи и сопротивления ОК и ОП при смешанном обтекании рекомендуются следующие зависимости:

$$Nu_f = 0,0165 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4}; \quad (3.27)$$

$$\Delta P = 3,4 \eta_{секц} \frac{\rho_f w_f^2}{2} \quad (3.28)$$

За определяющую температуру при подсчете чисел  $Nu_f$ ,  $Re_f$  и  $Pr_f$  принята средняя температура конденсата в ОК и пара в ОП,

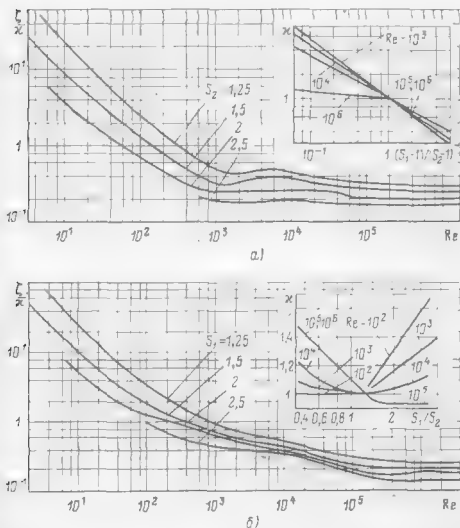


Рис. 3.3. Номограммы для расчета гидравлического сопротивления коридорных (а) и шахматных (б) пучков

а за определяющий размер — эквивалентный диаметр пучка  $d_{\text{экв}} = 4F_{\text{пр}} / P_{\text{см}}$ , где  $F_{\text{пр}} = ah - 2a'h' - \frac{\pi}{4} d_n^2 n_1$  — проходное сечение для греющей среды, равное сечению канала (без трубок) за вычетом  $n_1$  поперечных сечений трубок (рис. 3.4) (найденное таким образом проходное сечение используется и при определении скорости греющей среды  $w_1$ );  $P_{\text{см}} = \pi d_n n_1$  — смачиваемый периметр трубок в сечении канала.

В случае перекрестного обтекания на основании исследований [46] для расчета теплоотдачи от греющей среды к стенке можно рекомендовать следующие уравнения.

при  $10^4 < Re_{\Gamma} < 1,5 \cdot 10^5$

$$Nu_{\Gamma} = 0,30 Re_{\Gamma}^{0,6} Pr_{\Gamma}^{0,4}; \quad (3.29)$$

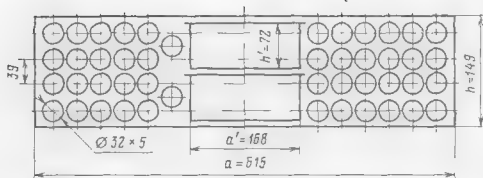


Рис. 3.4. Схема для определения эквивалентного диаметра при смешанном омывании змеевиков

при  $Re_r > 1,5 \cdot 10^5$

$$Nu_r = 0,027 Re_r^{0,8} Pr_r^{0,4}. \quad (3.30)$$

Здесь определяющей температурой является средняя температура греющей среды: определяющим размером — наружный диаметр трубы; скорость греющей среды соответствует наиболее узкому сечению пучка. Указанный диапазон чисел  $Re > 10^4$  входит, как показали исследования [46], в область автомодельности коэффициента сопротивления с внешней стороны змеевиков. Коэффициент сопротивления одного ряда змеевиков оказался равным  $\xi = 0,22$ . Местные сопротивления, которые сопутствуют организации поперечного обтекания змеевиков (перепускные короба, внезапное сужение потока пара на входе в колонну змеевиков, внезапное расширение на выходе из колонны и т.д.), как показано в [46], удовлетворительно соответствуют [29].

Для упрощения расчетов термического сопротивления со стороны пара в ОП ( $R_p$ ) и со стороны конденсата в ОК ( $R_d$ ) приведенные выше уравнения для различных случаев омывания можно привести к виду

$$\alpha_r = c Z_r w_r^m d_{\text{экв}}^{m-1}, \quad (3.31)$$

где значения  $c$  и  $m$  в зависимости от способа обтекания приведены в табл. 3.3, а значения  $Z_r$  для ОП при  $m = 0,8$  и  $m = 0,6$  соответственно на рис. 3.5, а и б.

Для ОК в диапазоне параметров, характерных для ПВД, с достаточной для практических расчетов точностью можно принять постоянными  $Z_r = 174\,000$  при  $m = 0,8$  и  $Z_r = 7540$  при  $m = 0,6$ .

Значения функции  $\beta = w_r^m d_{\text{экв}}^{m-1}$  для  $m = 0,6$  и  $0,8$  приведены на рис. 3.6.

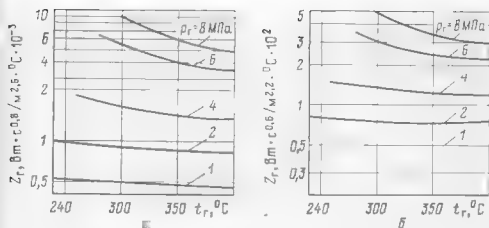


Рис. 3.5. Значения функции  $Z_r = f(p_r, t_r)$ :  
а – при  $m = 0,8$ ; б – при  $m = 0,6$

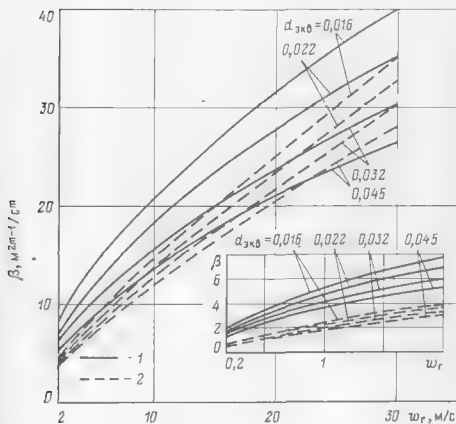


Рис. 3.6. Значения функции  $\beta = w_r^m d_{\text{экв}}^{m-1}$ :  
1 -  $m = 0,6$ ; 2 -  $m = 0,8$

Таблица 3.3 Значение  $\epsilon$  и  $m$  в зависимости от способа обтекания

| Величина   | Продольное<br>обтекание | Перекрестное обтека |
|------------|-------------------------|---------------------|
|            |                         | Коридорный пучок    |
| $\epsilon$ | 0.021                   | 0,37/0.033          |
| $m$        | 0.8                     | 0,6/0,8             |

Примечание. В числителе указаны значения для  $Re_1 < 1.5 \cdot 10^5$ , в

### 3.5. Теплообмен при конденсации насыщенного чистого пара

При изменении агрегатного состояния вещества возникновение новой фазы связано с наличием некоторого температурного перепада между температурой начальной фазы и температурой фазового превращения.

Наличие разности температур  $\Delta T_{\phi}$  вызвано существованием межфазного термического сопротивления

$$R_{\phi} = \Delta T_{\phi} / q, \quad (3.32)$$

где  $\Delta T_{\phi}$  — разность температур пара и поверхности конденсата;  $q$  — удельный тепловой поток через фазовую границу. Вм<sup>2</sup>; полагая, что переносимая через фазовую границу теплота есть только теплота фазового перехода, имеем  $q = rj$  ( $r$  — теплота фазового перехода,  $j$  — поток массы сконденсировавшегося пара, отнесенный к единице поверхности).

С учетом термического сопротивления конденсата, образующегося при конденсации, полное термическое сопротивление переносу теплоты от пара к стенке определяется по формуле

$$\Delta T_{п-с} / q = R_{\phi} + R_{\kappa}, \quad (3.33)$$

$\Delta T_{п-с}$  — разность температур пара и стенки.

Экспериментальными исследованиями получено, что при конденсации чистого водяного пара с давлением  $P > 10^4$  Па достаточно точно можно считать:  $\Delta T_{\phi} = 0$ ;  $R_{\phi} = 0$ , а поэтому температура границы раздела фаз равна температуре насыщения. Тогда

$$R_{\kappa} = (t_{\kappa} - t_c) / q = \vartheta / q. \quad (3.34)$$

Здесь  $t_{\kappa} - t_c$  — температура насыщения и стенки.

Если образующийся конденсат смачивает поверхность теплообмена, то жидкая сконденсированная фаза образуется на поверхности в виде устойчивой пленки толщиной, намного превышающей расстояние эффективного действия межмолекуляр-

| ние прямых труб                                     | Обтекание спиральных змеевиков |              |
|-----------------------------------------------------|--------------------------------|--------------|
| Шахматный пучок                                     | смешанное                      | перекрестное |
| $(0,35/0,031) \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^{0,2}$ | 0,0165                         | 0,3/0,027    |
| 0,6/0,8                                             | 0,8                            | 0,6/0,8      |

знаменателе — для  $Re_{II} > 1,5 \cdot 10^5$ .

ных сил. В случае несмачивания конденсатом поверхности теплообмена она покрыта отдельными каплями конденсата.

Первый вид конденсации называется пленочным, а второй каплевым. Возможны случаи и смешанной конденсации, когда на различных частях охлаждающей поверхности имеют место каплевая и пленочная конденсации.

Наиболее интенсивно теплообмен происходит при каплевой конденсации. В соответствии с [47] в области параметров, характерных для работы ПВД, при организации каплевой конденсации термическое сопротивление  $R_K = 4 \cdot 10^{-6} \div 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ , что более чем в 15 раз меньше суммарного термического сопротивления воды и стенки  $R_{пр}$ . Таким образом, при каплевой конденсации общее термическое сопротивление теплопередачи в ПВД определяется в основном термическими сопротивлениями  $R_{ст}$ ,  $R_B$  и  $R_{эл}$  и может быть записано как  $R_0 = 1,06 (R_{пр} + R_{эл})$ . Капельная конденсация может быть вызвана специальными веществами, называемыми дифобизаторами (при конденсации водяного пара — гидрофобизаторами). Эти вещества наносятся на поверхность теплообмена или вводятся в пар.

В литературе существуют данные о том, что введение в пар гидрофобизаторов одновременно способствует повышению КПД ступеней паровых турбин, работающих на влажном паре. Однако каплевая конденсация до сих пор явление мало изученное, неустойчивое. Срок действия существующих гидрофобизаторов невелик, поэтому в практических случаях конденсации пара в условиях, характерных для работы ПВД, приходится ориентироваться на пленочную конденсацию.

Термическое сопротивление при пленочной конденсации определяется прежде всего режимом течения пленки. Через ламинарно текущую пленку тепла переносится теплопроводностью, через турбулентную — теплопроводностью и конвекцией.

Режим течения пленки, как известно, определяется значением числа Рейнольдса пленки, которое может быть вычислено из выражения

$$Re_K = \bar{w}_K \delta_K / \nu_K = \bar{w}_K \delta_K \rho_K / \mu_K = G_K / \mu_K, \quad (3.35)$$

где  $\bar{w}$  — средняя скорость пленки в рассматриваемом попереч-



ном сечении;  $\delta_k$  — толщина пленки конденсата в этом же сечении;  $\mu_k, \nu_k$  — динамический и кинематический коэффициенты вязкости конденсата;  $G_k$  — количество конденсата, протекающего через данное сечение пленки на ширине в 1 м.

Иногда в литературе применяется число  $Re_{k1}$ , в котором в качестве линейного размера принят эквивалентный диаметр, равный  $4\delta_k$ , тогда  $Re_{k1} = 4Re_k$ . Как следует из экспериментов, при гравитационном течении пленки (внешними силами, действующими на пленку, являются только силы тяжести) по вертикальной поверхности при  $Re_k < 5$  поверхность пленки гладкая, на ней изредка возникают небольшие локальные возмущения, которые быстро исчезают в направлении течения. При  $Re_k > 5$  возникает волновое течение пленки, имеющее примерно синусоидальный профиль. Из теории П.Л. Капицы следует, что критическое волновое число Рейнольдса мало изменяется с наклоном поверхности. Дальнейшее увеличение  $Re_k$  приводит к тому, что регулярность синусоидальных волн нарушается, пленочное течение становится нестабильным, трехмерным. Трехмерность и нестабильность волнового синусоидального режима появляется при  $Re_k > 25$ . При еще большем  $Re_k$  ламинарно-волновое течение постепенно переходит в развитое турбулентное. Для гравитационного течения жидких пленок на вертикальной поверхности наиболее вероятным значением критического числа Рейнольдса принимают  $Re_{k,кр} = 400$ . Опытные данные различных авторов показывают, что  $Re_{k,кр} = 50 \div 600$ .

Согласно наблюдениям волновое течение пленки развивается на протяжении участка в несколько длин волн, следовательно, волновое движение гравитационно стекающей жидкой пленки по стенке горизонтальной трубы может возникнуть лишь в том случае, если диаметр трубы достаточно велик, так как лишь в этом случае имеется необходимая протяженность поверхности пленки для развития волнового течения.

Так, по расчетам Д.А. Лабунцова, при конденсации неподвижного водяного пара с  $t_n = 100^\circ \text{C}$  на горизонтальной трубе волновое течение будет наблюдаться при  $d_n > 50$  мм.

В практически важном случае конденсации пара на горизонтальной трубе, расположенной в глубине трубного пучка, гидродинамика течения пленки резко отличается от таковой на одиночной трубе из-за переноса количества движения и возмущений пленки конденсата, стекающего отдельными каплями с вышележащих труб. Указанные явления способствуют появлению турбулентного или волнового течения пленки при относительно низких значениях  $Re_k$ . В тесных пучках с малым относительным продольным шагом, когда отрывной размер капли превосходит зазор между трубами, возможно образование устойчиво-

го сплошного "мостика" из конденсата. В этом случае гидродинамика течения пленки по вертикальному ряду горизонтальных труб будет близка к течению по вертикальной поверхности.

Существующие описанные выше теоретические исследования теплоотдачи при конденсации чистого практически неподвижного пара, базирующиеся на положениях гидродинамики гравитационного течения пленки, хорошо согласуются с экспериментом в области ламинарного, ламинарно-волнового течения пленки по вертикальной поверхности и ламинарного течения на одиночной горизонтальной трубе. Так, в опытах, проведенных нами на одиночной латунной трубе диаметром 16 мм, получено хорошее согласование известной теории Нуссельта, основанной на ламинарном течении пленки, с опытными данными до  $Re_K \approx 100$ . Удовлетворительное согласование теории с опытом получено и при развитом гравитационном турбулентном течении пленки ( $Re_K > 1000$ ) при  $Pr_K \approx 1$  на вертикальной поверхности.

В практически важных случаях переходного режима гравитационного течения пленки на вертикальной поверхности ( $Re_K = 25 \div 1000$ ) и конденсации пара на горизонтальной трубе, расположенной в глубине трубного пучка, наблюдается довольно значительное расхождение теоретических и экспериментальных данных, а методы надежного обобщения опытных данных до настоящего времени отсутствуют.

Еще в меньшей степени изучены гидродинамика и теплообмен при течении жидких пленок в случае совместного действия сил тяжести и трения, возникающих на границе свободной поверхности пленки.

Здесь в первом приближении для практических расчетов теплоотдачи при ламинарной пленочной конденсации движущегося пара на вертикальной поверхности (пар движется совместно с пленкой конденсата) могут быть использованы результаты теоретических исследований [48-52] которые, как показано в [51], в области параметров, характерных для работы ПВД, находятся в хорошем соответствии друг с другом. Надежные экспериментальные данные, подтверждающие теоретические исследования, в настоящее время отсутствуют. Отсутствуют также достаточно полные данные о влиянии предельной скорости пара на критическое число Рейнольдса пленки.

Для расчетов теплоотдачи при ламинарной пленочной конденсации движущегося пара на одиночном цилиндре могут быть использованы результаты выполненного в [52, 53] анализа имеющихся теоретических и экспериментальных исследований, а также результаты опытов, проведенных в условиях, характерных для работы ПВД [54].

Однако рассмотренные случаи не охватывают всех возможных режимов конденсации пара, существующих в реальных промышленных аппаратах (в частности, ПВД), где, как правило, конденсация пара происходит в многорядных горизонтальных и вертикальных трубных пучках, причем на значительной части пути пар может двигаться с заметной скоростью, а течение пленки может быть как ламинарным, так и турбулентным.

В [55] на основе известных закономерностей теплообмена в турбулентном пограничном слое получены выражения для локальной теплоотдачи при пленочной конденсации движущегося и неподвижного пара, которые в зависимости от распределения значения длины пути перемещения по толщине пленки соответствуют различным режимам ее течения в каждом конкретном случае, при этом ламинарное волновое течение аппроксимируется неким переходным (от ламинарного к развитому турбулентному) режимом течения.

Результаты осреднения полученных таким образом локальных коэффициентов теплоотдачи сравнивались в [55] с известными опытными данными по теплоотдаче при конденсации неподвижного и движущегося пара на наружной и внутренней поверхности вертикальных труб, а также на наружной поверхности горизонтальных с натеканием на них конденсата. Получено удовлетворительное их совпадение, что позволяет использовать эти данные для разработки инженерной методики расчета зоны конденсации ПВД.

Так как в области параметров, характерных для работы ПВД,  $Pr_K \approx 1$ , то результаты расчетов средней теплоотдачи при конденсации пара на вертикальной поверхности и горизонтальных трубах в соответствии с [55] могут быть представлены так, как это показано на рис. 3.7 и 3.8, где в случае конденсации пара на каждой трубе горизонтального трубного пучка

$$\overline{Re}_K = \overline{G}_{HK} / 2\mu_K + 0,785 q d_H / r\mu_K, \quad (3.36)$$

$$\overline{Nu}_* = \frac{\overline{\alpha}_K}{\lambda_K} \left( \frac{\nu_K^2}{g} \right)^{1/3}. \quad (3.37)$$

Модифицированное число Нуссельта

$$Nu_T = \frac{\overline{\tau}\delta}{\rho_K} (g\nu_K)^{-2/3} \quad (3.38)$$

комплекс, характеризующий воздействие пара на пленку конденсата. Здесь  $\overline{G}_{HK}$  — количество конденсата, натекающего на каждый метр рассматриваемой трубы с вышележащих труб;  $q$  — средний удельный тепловой поток для данной трубы;  $\overline{\tau}\delta$

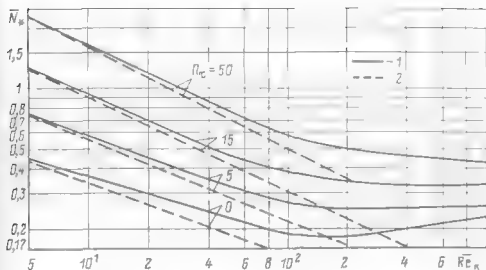


Рис 3.7 Зависимость  $\bar{N}_* / (\bar{Re}_k, Pr)$  для вертикальных труб  
1 турбулентное течение пленки; 2 — ламинарное течение пленки

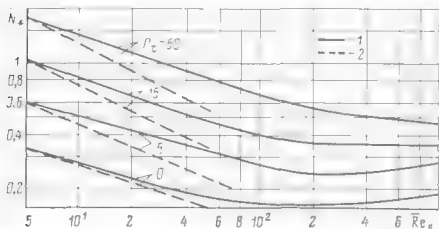


Рис 3.8. Зависимость  $\bar{N}_* / (\bar{Re}_k, Pr)$  для горизонтальных труб  
1 турбулентное течение пленки; 2 ламинарное течение пленки

среднее по периметру горизонтальной трубы касательное напряжение на границе раздела фаз;  $\lambda_k$  — теплопроводность конденсата;  $g$  — ускорение свободного падения.

В случае конденсации пара на наружной поверхности вертикальной трубы

$$\bar{Re}_k = \bar{G}_k / \mu_k = 0,5qL / r\mu_k, \quad (3.39)$$

где  $L$  — длина трубы между двумя конденсатоотводящими перегородками;  $q$  — средний удельный тепловой поток на данном участке трубы между двумя конденсатоотводящими перегородками.

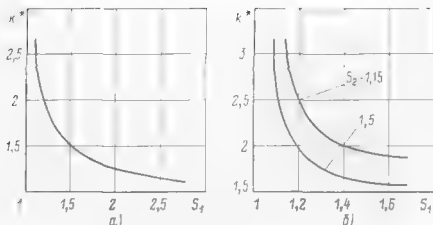


Рис. 3.9. Зависимость  $k^*$  от компоновки трубного пучка:  
а — коридорный пучок; б — шахматный пучок

В этом случае в формулах (3.37) и (3.38)  $\bar{\alpha}_k$  — средний коэффициент теплоотдачи;  $\bar{\tau}_\delta$  — среднее касательное напряжение для данного участка трубы.

При конденсации пара на горизонтальных трубах среднее по периметру трубы значение  $\bar{\tau}_\delta$  находится из выражения, аппроксимирующего результаты численных расчетов [53] при ламинарном паровом пограничном слое с отсасыванием,

$$\bar{\tau}_\delta = 1,2 \text{Re}_d^{-0,5} (1 + 0,82 I_d^{-0,5}) [1 + \rho_k (\nu_k \delta_k^*)^{2/3} \bar{\tau}_\delta^{-1} D] \rho_n (U_n^*)^2, \quad (3.40)$$

где

$$I_d = \frac{U_n^* \rho_n \mu_n}{d_n} \left( \frac{r}{q} \right)^2; \quad \text{Re}_{nd} = \frac{U_n^* d_n}{\nu_n}; \quad D = f \left( \text{Fr}_n \cdot \frac{\rho_n}{\rho_k} \right);$$

$$\text{Fr}_n = \frac{(U_n^*)^2}{g d_n}; \quad D \text{ равняется } 0,4; 8,3; 12,5; 17,5; 21 \text{ при } \text{Fr}_n \cdot \rho_n / \rho_k.$$

равном соответственно 0; 2,5; 5; 10 и 15. Здесь  $U_n^* = k^* U_n$ , где  $U_n$  — фактическая скорость набегающего на трубу потока пара;  $k^*$  — коэффициент, зависящий от поперечного и продольного относительных шагов труб в пучке (рис. 3.9);  $\delta_k^*$  — безразмерная толщина пленки конденсата, являющаяся функцией  $\text{Re}_k$  [55]. Ниже приведены значения  $\delta_k^*$ :

|                        |     |                |                |                |        |                |
|------------------------|-----|----------------|----------------|----------------|--------|----------------|
| $\text{Re}_k$ .....    | 5   | $5 \cdot 10^1$ | $2 \cdot 10^2$ | $4 \cdot 10^2$ | $10^3$ | $3 \cdot 10^3$ |
| $\text{Pr} = 0$ .....  | 3,9 | 11,4           | 27,2           | 44,4           | 91     | 221            |
| $\text{Pr} = 5$ .....  | 3,3 | 11,0           | 26,5           | 43,3           | 89     | 219            |
| $\text{Pr} = 15$ ..... | 3,2 | 10,9           | 26,1           | 42,4           | 88     | 217            |

В случае конденсации пара на наружной поверхности продольно обтекаемых конденсирующимся паром труб вертикального

грубного пучка исходя из опытных данных [56] в первом приближении  $\bar{\tau}_\delta$  может быть найдено из выражения

$$\bar{\tau}_\delta = 0,023 \operatorname{Re}_\Pi^{0,2} (1 + 1,22 \chi^{0,2})^2 \rho_\Pi U_\Pi^2, \quad (3.41)$$

где  $\chi = [(1-x)/x]^{0,9} (\mu_\kappa/\mu_\Pi)^{0,1} (\rho_\kappa/\rho_\Pi)^{0,5}$  — комплекс Локхарта—Мартинелли;  $\operatorname{Re}_\Pi = U_\Pi d_{\text{экв}} \nu_\Pi$ ;  $d_{\text{экв}}$  — эквивалентный диаметр трубного пучка;  $U_\Pi$  — скорость пара;  $x$  — относительное массовое паросодержание потока на рассматриваемом участке вертикальной трубы.

Из сказанного выше следует, что расчет среднего для пучка коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара в общем случае может быть произведен только последовательным расчетом по рядам горизонтальных грубных пучков или по участкам для вертикальных грубных пучков. При таком расчете в случае необходимости могут быть учтены, кроме изменения скорости пара, изменение его давления (при значительном паровом сопротивлении пучка) и соответствующее изменение температуры, нагрева воды и температурного напора и т.д.

При таком расчете средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка в целом составляет

$$\bar{\alpha}_\Pi = \bar{q}/\bar{\vartheta}, \quad (3.42)$$

где  $\bar{q} = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^{i=n} q_i f_i$ ;  $\bar{\vartheta} = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^{i=n} \vartheta_i f_i$  — средние значения в пуч-

ке удельного теплового потока и температурного напора пар-стенка;  $f_i$  — поверхность труб в  $i$ -м ряду или на  $i$ -м участке.

Последовательность расчета такова, что сначала по заданному расходу  $D_0$  и параметрам пара, поступающего в пучок, подсчитывается определяющая скорость пара в первом ряду труб (на первом участке в вертикальном пучке). Затем с помощью зависимостей, приведенных на рис. 3.7 или 3.8, методом итераций определяются для первого ряда (участка)  $q_1$ ,  $\alpha_1$ ,  $\vartheta_1$ . Это позволяет найти количество пара, конденсирующегося на трубах первого ряда (участка)  $D_1$ . Зная расход пара, поступающего во 2-й ряд (участок) труб и количество конденсата, натекающего на 2-й ряд (участок) труб, можно подсчитать значения  $q_2$ ,  $\alpha_2$ ,  $\vartheta_2$  для 2-го ряда (участка) и т.д.

Выполненные нами численные расчеты различных грубных пучков в диапазоне параметров, характерных для работы ПВД, показали, что принятие ряда упрощающих предпосылок позволяет приближенно получить средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка в целом менее трудоемким методом с достаточной для практических расчетов точностью.

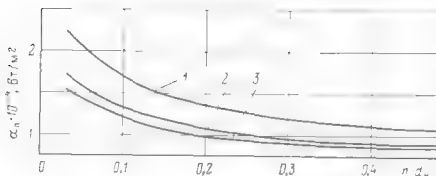


Рис. 3.10. Зависимость  $\bar{\alpha}_n = f(q, n d_n)$  для грубого пучка из горизонтальных труб

1, 2, 3 — для  $q = 2 \times 10^4; 4 \times 10^4; 6 \times 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>

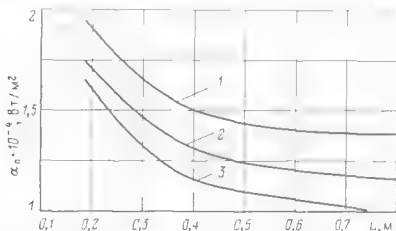


Рис. 3.11. Зависимость  $\alpha_n = f(\bar{\alpha}, L)$  для грубого пучка из вертикальных труб

1, 2, 3 — для  $q = 2 \times 10^4; 4 \times 10^4; 6 \times 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>

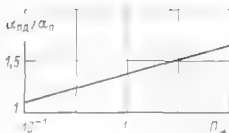
Так, аппроксимируя численных расчетов при конденсации практически неподвижного пара ( $Pe < 0.2$ ) в горизонтальных и вертикальных трубных пучках получены зависимости для среднего коэффициента теплоотдачи в пучке, приведенные на рис. 3.10 и 3.11.

Численные расчеты показали также, что средний коэффициент теплоотдачи при конденсации движущегося пара в вертикальном трубном пучке с достаточной для практики точностью может быть определен по рис. 3.8, если при подсчете  $Pe$  в качестве определяющей скорости использовать ее среднее геометри-

ческое значение 
$$\bar{U}_n = \sqrt{\frac{(U_n^{вх})^2 + (U_n^{вх} U_n^{вых}) + (U_n^{вых})^2}{3}}$$

где  $U_n^{вх}$  и  $U_n^{вых}$  — скорости пара на входе и выходе межтрубного пространства пучка.

Рис. 3.12. Зависимость  $\alpha_{\text{пл}}/\bar{\alpha}_{\text{пл}}$  от  $\Pi_*$



Влияние скорости пара на средний коэффициент теплоотдачи в горизонтальных трубных пучках может быть определено по рис. 3.12, если  $\Pi_T$  определять из выражения

$$\Pi_T = \Pi_* = Fr_{\text{пл}}/f(t_{\text{н}}), \quad (3.43)$$

где  $Fr_{\text{пл}} = \bar{U}_{y3}^2/gd_{\text{н}}$ ;  $f(t_{\text{н}}) = (\rho_{\text{к}}\mu_{\text{к}}/\rho_{\text{п}}\mu_{\text{п}})^{0.5}$ .

Функция температуры насыщения пара  $f(t_{\text{н}})$  равна 57,6; 30,8; 17,8; 10,8 при  $t_{\text{н}}$  соответственно 160; 200; 240; 280 °С. Здесь  $\bar{U}_{y3}$ , так же как в вертикальном трубном пучке, — среднее геометрическое значение скорости пара, но вычисленное по скоростям в наиболее узком сечении на входе в пучок и выходе из него. При этом  $\bar{\alpha}_{\text{пл}}$  в отношении  $\bar{\alpha}_{\text{пл}}/\alpha_{\text{пл}}$  определяется по рис. 3.10 из условия постоянства среднего температурного напора  $\bar{\vartheta}$  (пар-стенка) в пучке в случаях движущегося и неподвижного пара.

Выполненные нами в последнее время опыты по исследованию теплоотдачи при конденсации неподвижного и движущегося пара на вертикальных профильных накатанных трубах с винтовыми канавками показывают, что теплоотдача на них при  $Re_{\text{к}} > 15$  ничем не отличается от таковой на гладких трубах. При этом в случае расчета теплоотдачи при конденсации движущегося пара в пучках из таких труб при подсчете  $\Pi_T$  следует определять  $\tau_{\delta}$  из выражения  $\tau_{\delta} = \frac{\xi_{\text{п}}}{8} \rho_{\text{п}} \bar{U}_{\text{п}}^2$ , где  $\xi_{\text{п}}$  вычисляется в соответствии с рекомендациями § 3.4.

### 3.6. Влияние загрязнений поверхности ПВД на теплообмен

Термическое сопротивление загрязнений, возникающих на внешней поверхности труб, обычно относят к термическому сопротивлению пленки, вводя полученные из эксперимента поправки к коэффициентам теплоотдачи при конденсации на внешней поверхности труб. Ниже приведены поправочные коэффициенты  $\beta_3$  на состояние поверхности конденсации в соответствии с [29]:

|                                                                |           |
|----------------------------------------------------------------|-----------|
| Чистые латунные трубы . . . . .                                | 1,00      |
| Трубы из нержавеющей стали . . . . .                           | 1,00      |
| Трубы из перлитных углеродистых сталей . . . . .               | 0,75-0,85 |
| Сильно окисленная равномерно шероховатая поверхность . . . . . | 0,7-0,75  |



Получение в опытах, проведенных нами на латунных, нержавеющих и углеродистых (сталь 20) горизонтальных трубах диаметром 16 мм при конденсации неподвижного пара, значения  $\beta_3$  находятся в хорошем соответствии с приведенными из [29]. Вычисление среднего коэффициента теплопередачи при конденсации пара в пучке горизонтальных труб приближенным методом поясним на примере.

**Пример 3.1.** Конденсация пара при  $t_H = 240^\circ\text{C}$  происходит в колонне горизонтальных двухфазностных змеевиков, выполненных из углеродистых труб диаметром  $22 \times 3,5$  мм (сталь 20) длиной  $L = 12$  м. Всего в колонне 90 змеевиков. Колонна змеевиков находится в цилиндрическом кожухе. Пар подводится в верхнюю часть колонны и полностью конденсируется на змеевиках, так что скорость пара на выходе из колонны  $U_{п2} = 0$ . Минимальное проходное сечение для пара в колонне составляет  $0,02 \text{ м}^2$ . Через каждые пять змеевиков в колонне установлены перегородки для отвода конденсата с отверстиями для прохода пара. Скорость воды в каждом змеевике 2 м/с, температура воды на входе в змеевики  $200^\circ\text{C}$ , давление 30 МПа. Требуется определить коэффициент теплопередачи и общий нагрев воды, проходящей через колонну змеевиков.

**Р е ш е н и е.** Принимаем недогрев воды, выходящей из колонны змеевиков, до температуры насыщения  $\Delta t_H = 3,2^\circ\text{C}$ .

Расход воды через колонну составляет

$$G_B = 0,785 d_{вн}^2 w_B \rho_B n_3 = 0,785 \cdot 22^2 \cdot 10^{-6} \cdot 862 \cdot 90 = 27,5 \text{ кг/с.}$$

Исходя из уравнения теплового баланса, определяем расход пара  $D$  через колонну змеевиков:

$$D = G_B c_{pB} \delta t_B / r = 27,5 \cdot 4,4 \cdot 10^3 \cdot 36,8 / 1,94 \cdot 10^6 = 2,3 \text{ кг/с.}$$

Скорость пара в минимальном сечении на входе в пучок

$$U_{п1} = D / \rho_{п} f_{пр} = 2,3 / 7,87 \cdot 0,02 = 14,5 \text{ м/с.}$$

Среднее геометрическое значение скорости в пучке

$$\begin{aligned} \bar{U}_{y3} &= \sqrt{14,6^2 / 3} = 8,5 \text{ м/с;} \\ \Pi_* &= \frac{F_{гп}}{R} = \frac{\bar{U}_{y3}^2}{g d_H} \left( \frac{\rho_{п} \mu_{п}}{\rho_{к} \mu_{к}} \right)^{0,5} = 10,8. \end{aligned}$$

По рис. 3.12 определяется отношение  $\bar{a}_{пд} / \bar{a}_{п} \approx 1,6$ .

Средний логарифмический температурный напор в пучке

$$\bar{\Delta t} = \frac{\theta - \Delta t_H}{\ln(\theta / \Delta t_H)} = \frac{40 - 3,2}{\ln(40 / 3,2)} = 14,5,$$

где  $\theta = t_H - t_{B\lambda}$  — располагаемый температурный напор.

Удельный тепловой поток, исходя из принятого нагрева воды в пучке,

$$\bar{q} = \frac{G_{\text{в}} C_{p,\text{в}} \delta t_{\text{в}}}{\pi d_{\text{н}} L n} = \frac{27,5 \cdot 4,4 \cdot 10^3 \cdot 36,8}{3,14 \cdot 0,022 \cdot 12 \cdot 90} \approx 6 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2.$$

Суммарное термическое сопротивление воды и стенки по формуле (3.15)

$$R_{\text{пр}} = 0,9 \cdot 10^{-4} + 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 2^{-0,8} = 1,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С/Вт}.$$

Средний в пучке температурный напор пар—стенка

$$\bar{\vartheta} = \Delta \bar{t} - \bar{q} R_{\text{пр}} = 4,8 ^\circ\text{С}.$$

По рис. 3.10 при  $d_{\text{н}} n = 22 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0,22 \text{ м}$  и  $\bar{\vartheta} = 4,8 ^\circ\text{С}$  методом итераций определяем  $\bar{\alpha}_{\text{п}} = 10\,400 \text{ Вт/м}^2$ , тогда  $\bar{\alpha}_{\text{пд}} = (\bar{\alpha}_{\text{пд}}/\bar{\alpha}_{\text{п}}) \bar{\alpha}_{\text{п}} = 1,6 \cdot 10\,400 = 16\,640 \text{ Вт/м}^2$ .

Так как для углеродистой стали 20 коэффициент состояния поверхности равен 0,75, получаем уточненное значение  $\bar{\alpha}_{\text{пд}}^* = 0,75 \cdot 16\,640 = 12\,480 \text{ Вт/м}^2$ .

Суммарное термическое сопротивление и коэффициент теплопередачи

$$R_0 = R_{\text{пр}} + 1/\bar{\alpha}_{\text{пд}}^* = 1,62 \cdot 10^{-4} + 0,80 \cdot 10^{-4} = 2,42 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С/Вт},$$

$$K = 1/R_0 = 4130 \text{ Вт/м}^2.$$

Действительный недогрев воды, выходящей из колонны змеевиков,

$$\Delta t_{\text{н}} = \theta e^{\frac{KF}{G_{\text{в}} c_{p,\text{в}}}} = 40 \cdot 2,72^{-\frac{4130 \cdot 74,6}{27,5 \cdot 4400}} = 3,13 ^\circ\text{С},$$

что удовлетворительно соответствует принятому в начале расчета  $\Delta t_{\text{н}} = 3,2 ^\circ\text{С}$ .

Решение этой же задачи в случае отсутствия цилиндрического кожуха, окружающего змеевики, т.е. для случая практически неподвижного пара, сводится к следующему.

Принимаем недогрев в пучке  $\Delta \bar{t}_{\text{н}} = 5 ^\circ\text{С}$ . Тогда  $\Delta \bar{t} = \frac{40-5}{\ln(40/5)} = 16,8 ^\circ\text{С};$

$$q = \frac{27,5 \cdot 4,4 \cdot 10^3 \cdot 36}{3,14 \cdot 0,022 \cdot 12 \cdot 90} = 5,7 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2;$$

$$K = q/\Delta \bar{t} = 3390 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

По рис. 3.10 при  $d_{\text{н}} \cdot n = 0,22 \text{ м}$ ;  $q = 5,7 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$  получаем  $\bar{\alpha}_{\text{н}} = 10^4 \text{ Вт/м}^2$ ; с учетом коэффициента состояния поверхности нагрева  $\bar{\alpha}_{\text{н}}^* = 0,75 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$ .

Действительное суммарное термическое сопротивление в пучке  $R_0 = 1,62 \cdot 10^{-4} + 1,33 \cdot 10^{-4} = 2,95 \cdot 10^{-4}$ . Коэффициент теплопередачи  $K = 1/R_0 = 3390 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$ , что хорошо соответствует принятому в начале расчета из условия недогрева воды в пучке  $\Delta t_n = 5^\circ\text{С}$ . Сопоставление выполненных расчетов показывает, что использование скоростного эффекта движущегося пара в данном случае позволяет повысить коэффициент теплопередачи на 22%. При этом, как показывают расчеты, снижение давления пара в пучке составит 0,012 МПа, что приведет к снижению температуры насыщения пара в нижней части колонны змеевиков всего на 0,36  $^\circ\text{С}$ .

Если бы в случае конденсации практически неподвижного пара удалось реализовать мероприятия, позволяющие отводить конденсат после каждого двухплоскостного змеевика ( $d_n n = 0,044 \text{ м}$ ), то в этом случае в условиях рассматриваемой задачи коэффициент теплопередачи составил бы, как показывает расчет,  $3900 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$ , т.е. на 15% больше, чем при  $d_n n = 0,22 \text{ м}$ .

### 3.7. Коэффициент теплопередачи в зоне конденсации отечественных ПВД

В наиболее распространенных конструкциях отечественных ПВД (см. гл. 2) происходит конденсация практически неподвижного пара на двух- или одноплоскостных горизонтальных змеевиках из труб диаметром 32×5 и 32×4 мм. Змеевики в колонне разделены конденсатоотводящими перегородками на отдельные секции, и, как правило,  $d_n n = 0,38 \text{ м}$ .

В табл. 3.4 приведены результаты расчета коэффициента теплопередачи,  $\text{Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$ , по вышеописанной приближенной методике для характерных условий ПВД. В этой же таблице даны результаты расчетов при выполнении трубной системы из спиральных змеевиков из труб диаметром 22×3,5 мм (сталь 20).

Таблица 3.4. Коэффициент теплопередачи в зоне конденсации

| Скорость<br>воды в зме-<br>евиках<br>$w_B$ , м/с | Размер труб змеевиков                 |      |      |        |      |      |
|--------------------------------------------------|---------------------------------------|------|------|--------|------|------|
|                                                  | 32 × 5                                |      |      | 32 × 4 |      |      |
|                                                  | Средний логарифмический температурный |      |      |        |      |      |
|                                                  | 5                                     | 10   | 15   | 5      | 10   | 15   |
| 1                                                | 2450                                  | 2300 | 2200 | 2800   | 2640 | 2510 |
| 1,5                                              | 2824                                  | 2640 | 2440 | 3100   | 2900 | 2750 |
| 2,0                                              | 3058                                  | 2800 | 2670 | 3300   | 3130 | 2900 |
| 2,5                                              | 3100                                  | 2850 | 2780 | 3400   | 3200 | 3100 |

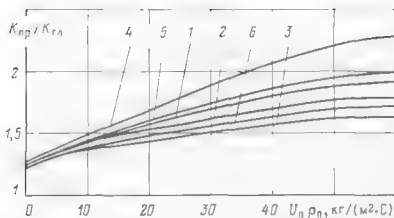


Рис. 3.13. Отношение коэффициентов теплопередачи для профильных накатанных и гладких труб при  $Re_K = 100$ ,  $w_B = 1,5$  м/с:

1-3  $\phi 19 \times 1,5$ ;  $p_{II} = 1,5 \div 3,5$  МПа для труб из стали 20 и сталей 08X14МФ, 1X18X9T; 4-6  $\phi 19 \times 1$ ,  $p_{II} = 0,3 \div 0,8$  МПа для труб из латуни и из сталей 08X14МФ, 1X18H9T соответственно

$d_{HH} = 0,26$  м) и в виде горизонтальных пучков U-образных труб диаметром  $16 \times 1,4$  из аустенитной стали.

Приведенные в табл. 3.4 расчетные коэффициенты теплопередачи хорошо согласуются с результатами промышленных тепловых испытаний ПВД, выполненных рядом организаций. На рис. 3.13 представлены результаты выполненных нами расчетов коэффициентов теплопередачи при конденсации водяного пара разного давления, движущегося совместно с пленкой в вертикальных теплообменниках с поверхностью теплообмена из профильных накатанных труб различного материала диаметром  $19 \times 1$  и  $19 \times 1,5$  мм с трехзаходной винтовой канавкой при глубине накатанной канавки  $h = 0,7$  мм и продольном шаге между двумя соседними канавками  $S = 8,5$  мм. Скорость воды в трубках во всех рассмотренных случаях 1,5 м/с,  $\xi_{пр}/\xi_{гг} = 3,6 \div 3,8$ .

Результаты расчетов представлены в виде отношения  $K_{пр}/K_{гг} = f(\bar{U}_{\rho})$ , где  $K_{пр}$ ,  $K_{гг}$  — коэффициенты теплопере-

| $d_H \times \delta$ , мм      |      |      |          |      |      |
|-------------------------------|------|------|----------|------|------|
| 22 × 3,5                      |      |      | 16 × 1,4 |      |      |
| напор в пучке $\Delta t$ , °C |      |      |          |      |      |
| 5                             | 10   | 15   | 5        | 10   | 15   |
| 3200                          | 3030 | 2840 | 3200     | 3100 | 3100 |
| 3450                          | 3200 | 3120 | 3530     | 3450 | 3400 |
| 3680                          | 3400 | 3280 | 3700     | 3500 | 3400 |
| 3968                          | 3610 | 3360 | 3800     | 3650 | 3500 |

дачи для профильных и гладких труб при прочих равных условиях. Заметим, что приведенные на рис. 3.13 результаты расчетов при давлении  $p_n = 0,3 \div 0,8$  МПа для латунных труб находятся в хорошем соответствии с результатами выполненных нами для этих условий опытов.

Учитывая, что при технологии накатки, освоенной заводом "Красный Выборжец", стоимость таких труб примерно на 15% превышает стоимость гладких, их применение как в ПНД, так и в ПВД камерной конструкции для АЭС, выпуск которых планируется ПО "Красный котельщик", представляется перспективным.

Выполненные расчеты коэффициента теплопередачи при конденсации пара на двухплоскостных спиральных змеевиках из труб диаметрами  $32 \times 5$  и  $32 \times 4$  мм в случае  $d_{\text{н.п.}} = 0,064$  м показывают, что при реализации мероприятий, позволяющих отводить конденсат отдельно за каждым двухплоскостным змеевиком пучка, можно ожидать увеличение коэффициента теплопередачи на 10–14%.

Одним из таких мероприятий является предложенный в [16] наклон змеевиков на  $8-10^\circ$  к горизонту, что реализовано на ряде ПВД к турбоустановкам Т-100-130 и на ПВД энергоблока 1200 МВт Костромской ГРЭС.

В результате тепловых испытаний таких ПВД на турбоустановке Т-100-130 одной из ТЭЦ Мосэнерго получено действительное увеличение коэффициента теплопередачи на 6–8%.

## Глава четвертая

### ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПВД

#### 4.1. Исходные данные для расчета

Исходные данные по тепловым параметрам системы регенерации высокого давления содержатся в техническом задании на проектирование подогревателей, которое составляется турбостроительными заводами и содержит следующие технические данные и характеристики системы регенерации проектируемой турбоустановки: принципиальную тепловую схему системы регенерации; количество параллельных потоков питательной воды; количество и тип ПВД (вертикальный или горизонтальный); предполагаемую компоновочную схему системы регенерации (расположение патрубков питательной воды и пара), допустимые габариты аппаратов (высота, диаметр) и наличие дополнительных штуцеров для предохранительного клапана, промывки и т.д.; техническую характеристику грузоподъемных устройств

машинного зала, где будет проводиться монтаж подогревателей (предельная высота подъема крюка краца, его грузоподъемность); расход питательной воды через каждый подогреватель; давление и температуру питательной воды на входе в группу ПВД; ориентировочные температуры на выходе из каждого подогревателя; расходы, давление и температуру сред потоков, сбрасываемых в корпус подогревателя; максимально допустимое гидравлическое сопротивление группы подогревателей по питательной воде; рекомендации по выбору материалов.

#### 4.2. Определение конструктивных характеристик основных узлов подогревателей

Тепловым и гидравлическим расчетам предшествует предварительная конструктивная проработка, включающая выбор компоновочной схемы отдельных зон поверхностей нагрева ПВД и составления для них уравнений материальных балансов, схемы обтекания грубых пучков и направления взаимного движения теплоносителей, а также предварительный расчет скоростей теплоносителей.

В ПВД с коллекторным распределением воды размер коллекторов определяется исходя из количества параллельно включенных спиральных змеевиков и их размеров, схемы размещения и шага труб  $S$  на поверхности коллектора.

При расчете коллекторов их внутренний диаметр определяется по зависимости

$$d_{\text{кл.вн}} = \sqrt{G_{\text{п.в}} / (w_{\text{кл}} \rho_{\text{п.в}} n_{\text{кл}})}, \quad (4.1)$$

где  $w_{\text{кл}} = 2\bar{w}_{\text{кл}}$ ;  $\bar{w}_{\text{кл}}$  - средняя скорость воды в коллекторе (принимается в пределах 2–3 м/с);  $w_{\text{кл}}$  - максимальная скорость воды во входных и выходных коллекторах (является определяющей при выборе внутреннего диаметра коллектора).

Толщина стенки труб коллекторов  $\delta_{\text{кл}}$  выбирается в соответствии с [58] в зависимости от максимального давления питательной воды, материала и диаметра.

Конструктивные размеры коллекторов в отдельных зонах поверхности теплообмена (ОП, КП и ОК) по осям крайних отверстий для спиральных змеевиков определяются в соответствии с величинами, установленными по материальному балансу, скорости потока в трубах, количеству труб в каждой зоне  $N$  и числу ходов  $z$  питательной воды:

$$H_{\text{кл}} = \left( \frac{Nz}{n_{\text{кл}}} - 1 \right) \left( S_{\text{кл}} + \frac{\delta_{\text{пер}} n_{\text{пер}}}{n} \right), \quad (4.2)$$

где  $S_{кл}$  — шаг отверстий в коллекторе;  $\delta_{пер} n_{пер}$  — толщина и количество перегородок;  $n$  — количество труб между перегородками.

Длина корпуса в общем случае определяется длиной трубной системы  $H_{тр}$ , радиусами кривизны штампованных днщ и высотой нижней части корпуса, необходимой для разводки питающих трубопроводов к коллекторам.

Внутренний диаметр корпуса  $D_K$  в зависимости от наружных диаметров спиральных змеевиков  $D_{зм}$ , наружного диаметра коллекторов  $d_{кл.н}$  и зазоров между коллектором и корпусом  $\delta_1$ , зазоров между спиралями и корпусом  $\delta'_1$ , зазоров между спиралями  $\delta_2$  и между спиралями и коллектором  $\delta_3$  определяется исходя из количества коллекторов.

При четырехколлекторной компоновке

$$D_K = 2,414 D_{зм} + 2\delta'_1 + 1,4\delta_2; D_K = 1,41 (D_{зм} + 2\delta_3) + 2,41 d_{кл.н} + 2\delta_1. \quad (4.3)$$

При шестиколлекторной компоновке

$$D_K = 3 D_{зм} + 2 (\delta'_1 + \delta_2); D_K = 2 (D_{зм} + 2\delta_3) + 3 d_{кл.н} + 2\delta_1. \quad (4.4)$$

При восьмиколлекторной компоновке

$$D_K = 3,61 D_{зм} + 2\delta'_1 + 2,6\delta_2; D_K = 2,61 (D_{зм} + 2\delta_3) + 3,61 d_{кл.н} + 2\delta_1. \quad (4.5)$$

Больший из двух диаметров, подсчитанных по этим уравнениям, является искомым диаметром корпуса для данного конкретного случая. Предварительно можно принять  $\delta_1 \geq 20$ ,  $\delta'_1 \approx 80$ ,  $\delta_2 \geq 4 \div 6$ ,  $\delta_3 = 15 \div 20$  мм.

Максимальный диаметр коллектора, который еще не влияет на диаметр корпуса, можно определить, приравняв правые части соответствующих уравнений.

Длина спиральной части двухплоскостного змеевика рассчитывается по формуле

$$L_{зм} = \pi \frac{(D_{зм} + d_{зм}^{BH}) (D_{зм} - d_{зм}^{BH} + S_{зм})}{2S}. \quad (4.6)$$

Длина одноплоскостного спирального змеевика — по формуле

$$L_{зм} = \pi \left[ \frac{(D_{зм} + 2d_{зм}^{BH} - d_H - S_{зм})(D_{зм} - 2d_{зм}^{BH} - d_H + 2S_{зм})}{4S_{зм}} - \frac{2D_{зм} - 3S_{зм}}{4} \right], \quad (4.7)$$

где  $S_{зм}$  — шаг между витками;  $D_{зм}$  и  $d_{зм}^{вн}$  — максимальный и минимальный диаметры витков по осям труб.

Для спиральных змеевиков обычно принимают следующие минимальные размеры, м:

для двухплоскостного

$$d_{зм}^{вн} = 0,2; S_{зм} = d_{зм} + 0,004;$$

для одноплоскостного

$$d_{зм}^{вн} = 0,15; S_{зм} = d_{н} + 0,004.$$

Наружный диаметр спиральных змеевиков:

для двухплоскостных

$$D_{зм} = d_{зм}^{вн} + n_{пр} S_{зм}; \quad (4.8)$$

для одноплоскостных

$$D_{зм} = 2d_{зм}^{вн} + n_{пр} S_{зм}. \quad (4.9)$$

где  $n_{пр}$  — полное число промежутков между витками в диаметральном разрезе.

Расчетное число труб в одном ходе питательной воды при выбранном внутреннем диаметре труб и средней скорости воды в змеевиках  $w_B$  определяется по формуле

$$n_{1х} = G_{п.в} / 0,785 d_{вн}^2 w_B. \quad (4.10)$$

Расчетное число труб в зоне подогревателя  $\Lambda = n_{1х} z$ . Размещение труб в трубных досках камерных подогревателей чаще всего осуществляется по сторонам правильных треугольников, что дает в межтрубном пространстве шахматный равнопроходный трубный пучок. Шаг труб принимается равным  $S_1 = (1,35 \div 1,5) d_{н}$ .

В межтрубном пространстве трубного пучка устанавливают промежуточные перегородки, устраняющие вибрацию труб, отводящие конденсат и направляющие потоки пара или конденсата в ОК. В вертикальных аппаратах расстояние между перегородками для отвода конденсата и ограничения вибрации трубок выбирается таким, чтобы выдерживалось отношение  $l'/d_{н} = 20 \div 60$ .

Количество трубок  $\Lambda_d$  в трубной доске при разбивке по сторонам правильных треугольников определяется в соответствии с [60] по соотношению

$$N_d = N_0 ab, \quad (4.11)$$

где  $N_0$  — количество трубок, располагающихся на площади, ограниченной вписанным в окружность трубной доски шести-



угольником;  $a$  — коэффициент, учитывающий количество трубок, расположенных в сегментах, образованных окружностью трубной доски и сторонами вписанного шестиугольника (при  $N_0 \leq 127$   $a = 1,0$ , при  $N_0 \geq 169$   $a = 1,11 \div 1,16$ );  $b$  — коэффициент, учитывающий уменьшение количества трубок из-за установки в водяной камере межходовых перегородок. Для подогревателей с четырьмя ходами питательной воды  $b \approx 0,95$ .

Общее количество трубок  $N_0$ , размещенное во вписанном шестиугольнике, связано с количеством труб по большой диагонали  $n_d$  вписанного шестиугольника зависимостью

$$N_0 = 0,75 (n_d^2 - 1) + 1. \quad (4.12)$$

Диаметр трубной доски  $D_{тр}$  и диаметр  $D_k$  связаны с общим количеством трубок в трубной доске уравнениями

$$D_{тр} = S_1 \sqrt{1,33(N_0 - 1)}; \quad D_k = D_{тр} + \delta_4, \quad (4.13)$$

где  $\delta_4$  — зазор между внутренним диаметром корпуса и трубным пучком,  $\delta_4 = 50 \div 100$  мм.

При проектировании подогревателей выбор проходных сечений для греющих сред (пара в ОП и конденсата в ОК) обусловлен как гидравлическим сопротивлением, так и соображениями надежности. Так, в ОП при увеличении скорости пара увеличивается коэффициент теплопередачи и поэтому при прочих равных условиях снижается требуемая поверхность теплообмена. С другой стороны, увеличение скорости пара приводит к росту парового сопротивления и тем самым к снижению температуры насыщения пара на входе в зону КП, что при заданной температуре воды за КП требует увеличения ее поверхности теплообмена.

Таким образом, при выборе скорости пара в ОП следует исходить из минимума суммарной поверхности теплообмена зон ОП и КП. Как показали выполненные нами расчеты, из сказанных выше соображений для установок с промежуточным перегревом можно рекомендовать следующие скорости пара в межтрубном пространстве ОП, м/с: в 1-м по ходу питательной воды подогревателе 15–25, во 2-м 10–15 и в 3-м 6–10.

Для турбоустановок без промежуточного перегрева организации ОП в 1-м по ходу воды подогревателе оказывается нецелесообразной. Уровень скоростей пара в ОП 2-го и 3-го подогревателей здесь может выбираться таким же, как и в установках с промежуточным перегревом.

При перекрестном обтекании пучков труб из углеродистой стали допустимая скорость пара по условиям вибрации и предупреждения их эрозийного износа в соответствии с [60]

рекомендуется выбирать по формуле

$$U_{yz} = 45 \rho_{\text{п}}^{-0,5} \quad (4.14)$$

При продольном обтекании следует пользоваться формулой

$$U_{yz} = 120 \rho_{\text{п}}^{-0,5} \quad (4.15)$$

Скорости пара в патрубках подогревателей рекомендуется [60] принимать в интервале 30–50 м/с. Скорость конденсата пара в межтрубном пространстве ОК для предотвращения его вскипания принимают, как правило, в пределах 0,5–1,5 м/с, а в сливных патрубках 1–1,5 м/с. Как уже отмечалось в гл. 2, скорости питательной воды в элеваторах из условий коррозионно-эрозионного износа рекомендуется принимать: для стальных углеродистых труб не более 2,0 м/с, для стальных нержавеющих труб 4–5 м/с.

Оптимальные из технико-экономических соображений скорости воды в элеваторах по данным [61] находятся в интервале 1,6–1,9 м/с.

#### 4.3. Тепловой расчет подогревателей

Тепловые расчеты теплообменных аппаратов, как известно, могут быть проектными и проверочными.

Проектные (конструктивные) тепловые расчеты выполняются при проектировании новых аппаратов. Целью расчета является определение поверхности теплообмена.

Проверочные тепловые расчеты выполняются в случае, если известна поверхность теплообмена аппарата и требуется определить количество переданной теплоты и конечные температуры теплоносителей. Тепловой расчет теплообменных аппаратов сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи. Эти два уравнения лежат в основе любого теплового расчета.

Так как в общем случае группа ПВД современных турбоустановок представляет собой по существу девять теплообменных аппаратов, связанных между собой общей тепловой работой, то тепловой расчет группы сводится к решению системы из 18 уравнений, девять из которых являются нелинейными. Решение такой системы в явном виде не представляется возможным и производится вариантными расчетами.

Уравнения теплового баланса для каждого подогревателя в целом с целью определения расхода пара на каждый подогреватель при различных схемах включения ОП уже приводились в гл. 1.

После выбора конструктивной схемы подогревателя при проектном тепловом расчете для определения соотношения отдельных зон поверхности теплообмена и других тепловых характеристик аппарата, а также определения приемлемого варианта подогревателя выполняются расчеты, в которых варьируются следующие величины: недогрев питательной воды в зоне КП  $\vartheta_{\text{кп}}$ ; недоохлаждение конденсата за ОК до температуры питательной воды на входе в подогреватель  $\vartheta_{\text{ок}}$ ; недоохлаждение пара за ОП до температуры питательной воды на входе в ОП  $\vartheta_{\text{оп}}$ ; расходы питательной воды через ОП и ОК.

Вопросы оптимизации указанных величин рассмотрены в гл. 5. При выборе  $\vartheta_{\text{оп}}$  следует иметь в виду, что для предотвращения конденсации пара в ОП должно выполняться условие  $\vartheta_{\text{оп}} > \vartheta_{\text{кп}} (1 + R_{\text{г}}/R_{\text{пр}})$ , где  $R_{\text{г}}$  — термическое сопротивление пара в ОП, а  $R_{\text{пр}}$  — суммарное термическое сопротивление воды и стенки. На основании принятых величин могут быть написаны уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи для каждой зоны поверхности теплообмена всех ПВД.

Тепловые потери, входящие в уравнение теплового баланса всего подогревателя, обычно меньше 5% и при вариантных расчетах, как правило, не учитываются, а определяются при окончательном расчете подогревателей по уравнению

$$Q_{\text{пот}} = \alpha_{\text{из}} F_{\text{из}} \Delta t_{\text{из}}, \quad (4.16)$$

где  $\alpha_{\text{из}} \approx 9,8 + 0,07 \Delta t_{\text{из}}$  — коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающей среде, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $F_{\text{из}}$  — поверхность изоляции корпуса подогревателя;  $\Delta t_{\text{из}}$  — разность температур поверхности изоляции и окружающего воздуха.

Уравнения теплового баланса для отдельных зон подогревателей имеют вид:

для зоны охлаждения пара

$$D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i'_{\text{п}}) = G_{\text{п.в}}^{\text{оп}}(i_{\text{в}}^{\text{оп}} - i_{\text{в.вх}}^{\text{оп}});$$

для зоны конденсации пара

$$\begin{aligned} D_{\text{п}}(i'_{\text{п}} - i_{\text{н}}) + G_{\text{к}}(i_{\text{к} \, i+1} - i_{\text{н}}) + \sum_{j=1}^{j=n} D_j(i_{\text{п}j} - i_{\text{н}}) = \\ = G_{\text{п.в}}^{\text{кп}}(i_{\text{в}}^{\text{кп}} - i_{\text{в.вх}}^{\text{кп}}); \end{aligned} \quad (4.17)$$

для зоны ОК

$$(G_{\text{к}} + D_{\text{п}} + \sum_{j=1}^{j=n} D_j)(i_{\text{н}} - i_{\text{к}}) = G_{\text{п.в}}^{\text{ок}}(i_{\text{в}}^{\text{ок}} - i_{\text{в.вх}}^{\text{ок}}).$$

Здесь  $D_{\text{п}}$  — расход пара из отбора турбины на данный подогреватель;  $G_{\text{п.в}}$  — расход питательной воды через данную зону;  $G_{\text{к}}$  — расход конденсата, поступающего из соседнего подогревателя;  $D_j$  — расход среды, поступающей в данный подогреватель из других точек тепловой схемы турбоустановки;  $i_{\text{в.вх}}, i_{\text{в}}$  — энтальпии питательной воды на входе и выходе данной зоны;  $i_{\text{п}}$  — энтальпия пара на входе в подогреватель;  $i'_{\text{п}}$  — энтальпия пара за ОП;  $i_{\text{р}}, i_{\text{к}}$  — энтальпии конденсата на входе в ОК и выходе из него.

Уравнение теплопередачи для любой зоны поверхности теплообмена ПВД имеет вид

$$Q = KF \overline{\Delta t} \psi, \quad (4.18)$$

где  $K$  — коэффициент теплопередачи для данной зоны;  $F$  — поверхность теплообмена зоны по наружному диаметру труб;  $\overline{\Delta t}$  — средний логарифмический температурный напор в зоне при прямоточном или противоточном взаимном движении теплоносителей;  $\psi$  — поправка к  $\overline{\Delta t}$  на отличие взаимного движения теплоносителей от противотока.

Методы определения коэффициентов теплопередачи для каждой зоны ПВД описаны в гл. 3.

Средний логарифмический температурный напор для противоточной и прямоточной схем движения теплоносителей определяется по формуле

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}})}, \quad (4.19)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  — большая и меньшая разности температур теплоносителей на входе и выходе соответствующих зон подогревателей.

В принятых нами обозначениях формула (4.19) для КП имеет вид

$$\overline{\Delta t} = \frac{\theta}{\ln(\theta/\vartheta)}, \quad (4.19a)$$

где  $\theta = t_{\text{н}}$ ,  $i_{\text{в.вх}}^{\text{КП}}$  — располагаемый температурный напор питательной воды на входе в КП.

Так как в зоне КП при малых гидравлических сопротивлениях со стороны пара теплообмен происходит при постоянной температуре одной из сред  $t_{\text{н}}$ , то в данном случае независимо от схемы взаимного движения теплоносителей  $\psi = 1$  и совместное решение уравнений теплопередачи и теплового баланса имеет вид

$$KF/G_{\text{п.в}} c_{\text{рв}} = \ln(\theta/\Delta t_{\text{н}}), \quad (4.20)$$



Рис. 4.1. Схемы взаимного движения теплоносителей в ОП и ОК:

а — общий противоток; б — параллельное включение теплообменников

где  $G_{п.в}$  — расход питательной воды через зону КП;  $c_{pв}$  — теплоемкость воды в зоне КП.

В зонах ОК и ОП отечественных ПВД наиболее просто реализуются схемы с взаимным движением теплоносителей, приведенные на рис. 4.1, поэтому эти схемы и получили наиболее широкое распространение.

В этих случаях каждый ОК или ОП рассматривается как группа одинаковых теплообменников<sup>1</sup>, для которых заданы только температуры обеих сред на входе в группу и на выходе из нее.

При групповом соединении любых одинаковых теплообменников, в которых температура каждой среды непрерывно изменяется от начального значения до конечного, общее решение для определения  $\psi$  получено в [62].

Анализ этого решения показывает, что в случае, приведенном на рис. 4.1, а, совместное решение уравнения теплопередачи и теплового баланса может быть представлено в виде функции

$$\frac{KF}{G_{п.в} c_{pв}} = f(p, R, m). \quad (4.21)$$

При количестве теплообменников  $m \geq 3$  значение  $\psi \approx 1$ , поэтому получаем решение для чистого противотока, где  $p = 1 - \vartheta_T/\vartheta$ ;  $R = (1 - \vartheta_X/\vartheta)/p$ ;  $m$  — число теплообменников в группе;  $\vartheta_X$ ,  $\vartheta_T$  — температурные напоры на входе и выходе ОП или ОК;  $\vartheta$  — располагаемый температурный напор в ОП, ОК;  $c_{pв}$  — теплоемкость воды, проходящей через ОП, ОК.

Значения функции (4.21) приведены на рис. 4.2.

При параллельном включении по одной из сред (рис. 4.1, б) и  $m > 1$ , предполагая, что перемешивание греющей среды внут-

<sup>1</sup> Одна колонна змеевиков — один теплообменник.

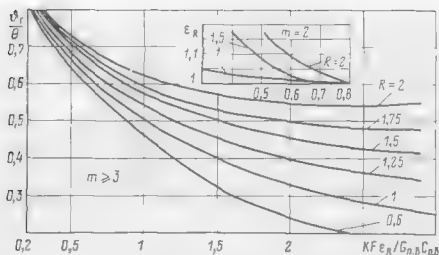


Рис. 4.2. Номограмма для расчета ОП и ОК при общем противотоке

при одного хода отсутствует, анализ решения [62] показывает, что в этом случае  $\psi$  принимает промежуточные значения между значениями для схемы однократного перекреста без перемешивания обеих сред и значениями для схемы однократного перекреста с перемешиванием среды, текущей в межтрубном пространстве. При этом, чем больше число параллельно включенных теплообменников, тем ближе значения  $\psi$  к схеме однократно перекрестного тока с перемешиванием одной среды и при  $n \geq 4$  разницы практически нет.

В [63] показано, что если  $\psi$  для данного случая вычислять по аналитической зависимости для однократного перекрестного тока с перемешиванием одной из сред, полученной в [64], то совместное решение уравнений теплопередачи и теплового баланса приводит к следующему результату:

$$\frac{KF}{G_{п.в} c_{рв}} = -\ln \left[ 1 + \frac{W_r}{G_{п.в} c_{рв}} \ln \frac{\vartheta_x}{\theta} \right], \quad (4.22)$$

где  $W_r$  — водяной эквивалент греющей среды (для ОП  $W_r = D_{п} c_{рп}$ , для ОК  $W_r = G_{к} c_{рк}$ ).

Графическое решение данного уравнения приведено на рис. 4.3.

В случае организации в ОП и ОК других схем взаимного движения теплоносителей можно воспользоваться для определения  $\psi$  данными, приведенными в [29].

Входящее в уравнения (4.20–4.22) отношение  $F/G_{п.в} c_{рв}$  оказывается удобным для выполнения расчетов преобразовать

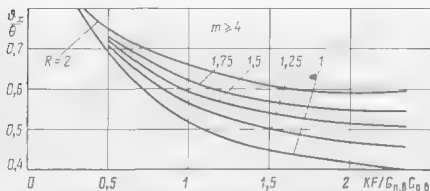


Рис. 4.3. Номограмма для расчета ОП и ОК при параллельном включении теплообменников

к следующему виду:

$$f = \frac{F}{G_{п.в} c_{p,в}} = \frac{\pi d_{н} L_{зм} N_{1х} z}{c_{p,в} w_{в} \rho_{в} \cdot 0,785 d_{вн}^2 N_{1х}} = B \frac{d_{н}}{d_{вн}} \frac{L_{зм} z}{w_{в} d_{н}}, \quad (4.23)$$

где  $B = 4/\rho_{в} c_{p,в}$ ;  $L_{зм}$  — длина трубы змеевика одного хода воды;  $z$  — число последовательных ходов воды.

При  $t_{в} = 180 \div 300^{\circ}\text{C}$  достаточно точно можно считать для  $p_{в} = 23 \text{ МПа}$   $B = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Дж}$ , а при  $p_{в} = 38 \text{ МПа}$   $B = 1,05 \times 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Дж}$ . Приведенные на рис. 4.2 и 4.3 зависимости позволяют проводить и поверочный расчет, когда требуется определить конечные температуры теплоносителей.

В качестве примера в табл. 4.1 приводится поверочный тепловой расчет блока ПВД турбоустановки К-500-240-2 ХГЗ. Подробное описание конструкции этих ПВД и схем взаимного движения теплоносителей в них приведено в гл. 2. Примеры расчетов составлены в первом приближении.

#### 4.4. Гидравлический расчет

Расчет гидравлических сопротивлений тракта питательной воды ведется с целью определения потерь давления или максимальной пропускной способности при заданном перепаде давления на расчетном участке тракта подогревателей.

Гидравлическое сопротивление парового тракта аппаратов связано непосредственно с его тепловой работой, при этом основным здесь является паровое сопротивление ОП, расчет которых ведут параллельно с тепловым расчетом подогревателей. Паровое сопротивление зоны КП современных конструкций ПВД, как правило, ничтожно: по результатам испытаний некоторых типов ПВД оно не превышает 1,5 кПа. Гидравлическое сопротивление ОК может иметь значение для работы клапанов, регулирующих уровень в ПВД, однако из-за его малости в практических расчетах его не учитывают.

Т а б л и ц а 4.1. Тепловой расчет ПВД турбоустановки К-500-240-2 ХТГЗ

| Величина                              | Обозначение                | Способ определения              | Номер ПВД по ходу питательной воды |        |        |
|---------------------------------------|----------------------------|---------------------------------|------------------------------------|--------|--------|
|                                       |                            |                                 | 1                                  | 2      | 3      |
| Исходные данные для расчета           |                            |                                 |                                    |        |        |
| Давление питательной воды             | $p_v$ , МПа                | Задано                          | 34,0                               | 34,0   | 34,0   |
| Расход воды                           | $G_{п.в.}$ , кг/с          | То же                           | 455                                | 441    | 420    |
| Температура воды на входе             | $t_{в.вх.}$ , °C           | " "                             | 169,1                              | —      | —      |
| Энтальпия воды на входе               | $i_{в.вх.}$ , кДж/кг       | [65]                            | 734,4                              | —      | —      |
| Давление пара на входе                | $p_n$ , МПа                | Задано                          | 1,68                               | 4,05   | 5,81   |
| Температура пара на входе             | $t_n$ , °C                 | То же                           | 430                                | 295    | 337    |
| Энтальпия пара на входе               | $i_n$ , кДж/кг             | [65]                            | 3321                               | 2943   | 3012   |
| Температура насыщения пара            | $t_n$ , °C                 | [65]                            | 201,7                              | 248,7  | 271,0  |
| Конструктивные данные                 |                            |                                 |                                    |        |        |
| Число коллекторов                     | $n_{кл.}$ , шт.            | По конструкции                  | 6                                  | 6      | 6      |
| Диаметр змеевиков в ОК                | $D_{зм.}$ , м              | То же                           | 0,848                              | 0,848  | 0,848  |
| Диаметр труб змеевиков в ОП           | $d_{п \times \delta}$ , мм | " "                             | 32 × 6                             | 32 × 6 | 32 × 6 |
| Диаметр труб змеевиков в КП и ОК, мм  | $d_n \times \delta$ , мм   | " "                             | 32 × 5                             | 32 × 5 | 32 × 5 |
| Эффективная длина змеевика ОП и КП    | $L_{зм.}$ , м              | (4,7)                           | 18,6                               | 18,6   | 18,6   |
| Эффективная длина змеевика ОК         | $L_{ок.}$ , м              | (4,7)                           | 14,4                               | 14,4   | 14,4   |
| Полная длина змеевика КП              | $L_{п.зм.}$ , м            | $L_{зм.} + L_{к.}$              | 19,6                               | 19,6   | 19,6   |
| Проходное сечение для пара в ОП       | $f_{пр.}$ , м <sup>2</sup> | $L_{к.} = 1,0$ м по конструкции | —                                  | —      | —      |
| Проходное сечение для конденсата в ОК | $f_{ок.}$ , м <sup>2</sup> | По конструкции                  | 0,15                               | 0,15   | 0,15   |
|                                       |                            | То же                           | 0,06                               | 0,06   | 0,06   |



| Имя                                    | Обозначение            | Способ определения       | Площадь ПВД по формуле |
|----------------------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------|
| Число элеваторов, шт.:                 |                        |                          |                        |
| в ОК                                   | $N_{OK}$               | "                        | 180                    |
| в КП                                   | $N_{KP}$               | "                        | 780                    |
| в ОП                                   | $N_{OP}$               | "                        | 804                    |
|                                        |                        |                          | 168                    |
| Температура воды на выходе из ПВД      | $t_{в, \text{°C}}$     | Принята                  | 196                    |
| Температура пара за ОП                 | $t_{п, \text{°C}}$     | Принята                  | 850                    |
| Температура конденсата за ОК           | $t_{к, \text{°C}}$     | Принята                  | 224                    |
| Энтальпия конденсата за ОК             | $i_{п, \text{кДж/кг}}$ | Принята                  | 2851                   |
| Энтальпия пара за ОП                   | $i_{п, \text{°C}}$     | Принята                  | 265                    |
| Температура пара за ОП                 | $t_{п, \text{°C}}$     | Принята                  | 1040                   |
| Температура конденсата за ОК           | $t_{к, \text{°C}}$     | Принята                  | 265                    |
| Энтальпия конденсата за ОК             | $i_{к, \text{кДж/кг}}$ | Принята                  | 2758                   |
| Расход пара на подогреватель           | $D_{п, \text{кг/с}}$   | Из уравнениям (4.17)     | 210                    |
| Расход конденсата через ОК             | $G_{к, \text{кг/с}}$   | Из материального баланса | 246                    |
| Конструктивная поверхность теплообмена | $F_{оп, \text{м}^2}$   | Расчет зоны ОП           | 202                    |
| Расход воды через ОП                   | $G_{оп, \text{кг/с}}$  | Задан                    | 13,9                   |
| Средняя температура воды               | $t_{в, \text{°C}}$     | Принята                  | 260                    |
| Прокладочное сечение для воды          | $f_{л, \text{м}^2}$    | $0,785 d_{вн}^2 N_{оп}$  | 0,011                  |

Величины, принятые для расчета в первом приближении

|                                                   |                                                |                                            |      |
|---------------------------------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------------------|------|
| Плотность воды                                    | $\rho_{в, \text{кг/м}^3}$                      | [65]                                       | 806  |
| Плотность воды в элеваторах                       | $\rho_{в, \text{кг/м}^3}$                      | [65]                                       | 810  |
| Поправочный коэффициент на                        | $\epsilon_{гв, \text{м/с}}$                    | $G_{гв} / (D_{гв} \cdot R_{гв})$           | 2,0  |
| Удельное термическое сопротивление                | $R_{п, 10^4, \text{м}^2 \cdot \text{°C/Вт}}$   | Формула (3.15)                             | 2,53 |
| Средняя температура пара в ОП                     | $t_{п, \text{°C}}$                             | $0,5 (t_{п1} + t_{п2})$                    | 327  |
| Плотность пара                                    | $\rho_{п, \text{кг/м}^3}$                      | [65]                                       | 5,9  |
| Скорость пара в узком сечении ОП                  | $D_{п} / (f_{п, \text{м}^2})$                  | [65]                                       | 22,0 |
| Коэффициент динамической                          | $R_{ен, 10^{-5}}$                              | $U_{гв} d_{гв} / \mu_{п}$                  | 1,9  |
| Число                                             | $R_{ен, 10^{-5}}$                              | $U_{гв} d_{гв} / \mu_{п}$                  | 4,4  |
| Комплекс физических параметров                    | $z_{п}$                                        | Рис. 3.5                                   | 900  |
| Вспомогательная функция                           | $\beta$                                        | Рис. 3.6                                   | 23,5 |
| Коэффициент теплопередачи от                      | $\alpha_{гв, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}}$ | Формула 3.31                               | 571  |
| Пара к стенке                                     | $K_{п, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}}$       | $(R_{п, \text{°C}} + 1/\alpha_{п})^{-1}$   | 476  |
| Теплоемкость воды в ОП                            | $c_{гв, \text{кДж/(кг} \cdot \text{°C)}}$      | [65]                                       | 4,7  |
| Теплоемкость пара в ОП                            | $c_{п, \text{кДж/(кг} \cdot \text{°C)}}$       | [65]                                       | 2,2  |
| Отношение водяных эквивалентов                    | $W_{п} / W_{гв}$                               | $G_{оп} / G_{п}$                           | 1,46 |
| Удельная поверхность теплообмена на единицу       | $f_{оп, 10^3, \text{м}^2 \cdot \text{°C/Вт}}$  | $F_{оп} / (G_{п, \text{кг/с}} \cdot 10^3)$ | 4,81 |
| Относительный температурный напор на выходе из ОП | $\theta_{гв}$                                  | Рис. 4.2                                   | 0,42 |

90 Таблица 4.1 (продолжение)

| Наименование                                    | Обозначение                                    | Способ определения                          |            |   | Номер ПВД по ходу питательной воды |       |       |
|-------------------------------------------------|------------------------------------------------|---------------------------------------------|------------|---|------------------------------------|-------|-------|
|                                                 |                                                | 1                                           | 2          | 3 | 1                                  | 2     | 3     |
| Располагаемый температурный напор в ОП          | $\theta$                                       | $t_{п}$                                     | $t_{в,вх}$ |   | 234                                | 56    | 72    |
| Температура воды на выходе из ОП                | $t_{в}^{оп}, ^\circ\text{C}$                   | $t_{п} - \theta \frac{\varphi}{\theta}$     |            |   | 330                                | 275   | 315   |
| Энтальпия воды за ОП                            | $i_{в}^{оп}, \text{кДж/кг}$                    | [65]                                        |            |   | 1485                               | 1206  | 1405  |
| Количество теплоты, переданной в ОП             | $Q^{оп} \cdot 10^{-3}, \text{кВт}$             | $G_{п,в}^{оп} (i_{в}^{оп} - i_{в,вх}^{оп})$ |            |   | 8,8                                | 3,14  | 5,16  |
| Энтальпия пара за ОП                            | $i_{п}^{оп}, \text{кДж/кг}$                    | $i_{п} Q^{оп} / D_{п}$                      |            |   | 2888                               | 2866  | 2837  |
| Температура пара за ОП                          | $t_{п}^{оп}, ^\circ\text{C}$                   | [65]                                        |            |   | 239                                | 265   | 288   |
| Энтальпия воды за зоной КП                      | $i_{в}^{кп}, \text{кДж/кг}$                    | $i_{в}^{кп} = i_{в}$                        |            |   | 850                                | 1040  | 1165  |
| Температура воды за зоной КП                    | $t_{в}^{кп}, ^\circ\text{C}$                   | [65]                                        |            |   | 196                                | 239   | 266,4 |
| Конструктивная поверхность теплообмена          | $F^{ок}, \text{м}^2$                           | Расчет зоны ОК                              |            |   | 261                                | 261   | 139   |
| Расход воды через ОК                            | $G^{ок}, \text{кг/с}$                          | $\pi d_{н,зм} L_{зм} V^{ок}$                |            |   |                                    |       |       |
| Средняя температура воды в ОК                   | $t_{в}^{ок}, ^\circ\text{C}$                   | Принят                                      |            |   | 124,4                              | 122,7 | 63,1  |
| Плотность воды в ОК                             | $\rho_{в}, \text{кг/м}^3$                      | Принята                                     |            |   | 180                                | 215   | 235   |
| Теплоемкость воды в ОК                          | $c_{рв}, \text{кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$ | [65]                                        |            |   | 905                                | 868   | 825   |
| Продольное течение для воды                     | $f_{в,пр}, \text{м}^2$                         | [65]                                        |            |   | 4,29                               | 4,35  | 4,52  |
| Скорость воды в эмульгаторах                    | $w_{в}, \text{м/с}$                            | $0,785 d_{вн}^{ок} V^{ок}$                  |            |   | 0,068                              | 0,068 | 0,037 |
| Поправочный коэффициент на кривизну эмульгатора | $\epsilon_{из}$                                | $G_{п,в}^{ок} / (G_{в,пр} \rho_{в})$        |            |   | 2,02                               | 2,08  | 2,00  |
|                                                 |                                                | $1 + 1,77 (d_{вн} / R_{зм})$                |            |   | 1,08                               | 1,08  | 1,08  |

|                                                                        |                                                                        |          |        |       |
|------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|----------|--------|-------|
| Суммарное термическое сопротивление воды и стенки в ОК                 | $R_{\text{пр}} \cdot 10^4, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ | 2,1      | 2,1    | 2,1   |
| Средняя температура конденсата в ОК                                    | $t_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$                                         | 190      | 229    | 258   |
| Давление пара за ОП                                                    | $p_{\text{п}}, \text{ МПа}$                                            | 1,63     | 4,00   | 5,76  |
| Температура насыщения конденсата                                       | $t'_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$                                        | 200,3    | 248    | 270,4 |
| Энтальпия конденсата на линии насыщения                                | $i'_{\text{н}}, \text{ кДж/кг}$                                        | 859      | 1076   | 1187  |
| Динамическая вязкость конденсата                                       | $\mu_{\text{к}} \cdot 10^4, \text{ П} \cdot \text{с}/\text{м}^2$       | 1,4      | 1,2    | 1,1   |
| Теплоемкость конденсата                                                | $c_{\text{рк}}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$          | 4,43     | 4,7    | 4,9   |
| Скорость конденсата                                                    | $w_{\text{к}}, \text{ м}/\text{с}$                                     | 1,7      | 1,4    | 0,62  |
| Плотность конденсата                                                   | $\rho_{\text{к}}, \text{ кг}/\text{м}^3$                               | 878      | 833    | 795   |
| Число                                                                  | $Re_{\text{к}} \cdot 10^{-5}$                                          | 3,4      | 3,1    | 1,2   |
| Коэффициент теплоотдачи от конденсата к стенке                         | $\alpha_{\text{т}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$      | 14 000   | 10 700 | 7000  |
| Коэффициент теплопередачи в ОК                                         | $K, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$                      | 3560     | 3300   | 2850  |
| Отношение водяных эквивалентов сред в ОК                               | $w'_{\text{в}}/w'_{\text{т}}$                                          | 1,33     | 1,61   | 2,14  |
| Удельная поверхность на единицу водяного эквивалента охлаждающей среды | $f^{\text{OK}}, 10^3, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$      | 0,49     | 0,49   | 0,49  |
| Относительный температурный напор на выходе из ОК                      | $\vartheta_{\text{т}}/\theta$                                          | Рис. 4,3 | 0,54   | 0,61  |
| Располагаемый температурный напор в ОК                                 | $\theta, ^\circ\text{C}$                                               | 31,2     | 52,4   | 31,2  |
| Температура воды на выходе из ОК                                       | $t'_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$                                        | 183      | 220    | 251   |
| Энтальпия воды за ОК                                                   | $i'_{\text{в}}, \text{ кДж}/\text{кг}$                                 | 794      | 955    | 1094  |

Таблица 4.1 (окончание)

| Величина                                         | Обозначение                                | Способ определения                                       | Номер ПВД по ходу питательной воды |       |       |
|--------------------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------------------|------------------------------------|-------|-------|
|                                                  |                                            |                                                          | 1                                  | 2     | 3     |
| Количество теплоты, переданной в ОК              | $Q_{OK}, \text{ кВт}$                      | $G_{п.в} (i'_B - i_{в.вх})$                              | 7464                               | 19018 | 3407  |
| Энтальпия конденсата за ОК                       | $i_K, \text{ кДж/кг}$                      | $i'_H - Q^{OK}/G_K$                                      | 777                                | 893   | 1072  |
| Температура конденсата за ОК*                    | $t_K, ^\circ\text{C}$                      | [65]                                                     | 183                                | 209   | 247   |
| Энтальпия воды на входе в КП                     | $i_{в.вх}, \text{ кДж/кг}$                 | $i_{в.вх} + Q^{OK}/G_{п.в}$                              | 750,8                              | 879   | 1048  |
| Температура воды на входе в КП                   | $t_{в.вх}, ^\circ\text{C}$                 | [65]                                                     | 173,1                              | 202,8 | 241   |
| <i>Расчет зоны КП</i>                            |                                            |                                                          |                                    |       |       |
| Средняя температура воды в КП                    | $\bar{t}_B, ^\circ\text{C}$                | Принято                                                  | 185                                | 221   | 253   |
| Плотность воды в КП                              | $\rho_B, \text{ кг/м}^3$                   | [65]                                                     | 908                                | 865   | 825   |
| Прокладное сечение для воды в КП                 | $f_{в.пр}, \text{ м}^2$                    | $0,785 d_{вн}^2 \cdot \eta_{КП}$                         | 0,274                              | 0,297 | 0,306 |
| Скорость воды в КП                               | $w_B, \text{ м/с}$                         | $G_{п.в}/(f_{в.пр} \rho_B)$                              | 1,84                               | 1,72  | 1,67  |
| Средний логарифмический температурный напор в КП | $\Delta \bar{t}_{КП}, ^\circ\text{C}$      | $\theta_{КП} - \theta_{КП}'$                             | 12,0                               | 22,7  | 12,6  |
| Располагаемый температурный напор в КП           | $\theta_{КП}, ^\circ\text{C}$              | $\frac{\ln(\theta_{КП}/\theta_{КП}')}{i'_H - i_{вх.КП}}$ | 27                                 | 46    | 29    |
| Недогрев воды в КП принятый                      | $\theta_{КП}', ^\circ\text{C}$             | $i'_H - i'_B$                                            | 4                                  | 9     | 4     |
| Коэффициент теплопередачи в КП                   | $K, \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ | Табл. 3.9                                                | 2430                               | 2110  | 2210  |
| <i>к<sub>Р</sub>КП</i>                           |                                            |                                                          |                                    |       |       |
| Расчетный недогрев воды в КП                     | $\theta_{КП}, ^\circ\text{C}$              | $G_{п.в} \epsilon_{рв}$                                  | 4,6                                | 8,4   | 4,6   |
| Температура воды за КП*                          | $t'_B, ^\circ\text{C}$                     | $i'_H - \theta_{КП}$                                     | 195,7                              | 239,6 | 265,8 |

Примечание. Значения величин в строчках, отмеченных звездочкой, сравниваются с ранее принятыми и уточняются в последующих приближениях.

Т а б л и ц а 4.2. Расчет парового сопротивления ОП

| Величина                                                    | Обозначение                       | Способ определения                               | Номер ПВД по ходу питательной воды |                    |                    |
|-------------------------------------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------------------|------------------------------------|--------------------|--------------------|
|                                                             |                                   |                                                  | 1                                  | 2                  | 3                  |
| Расчет парового сопротивления ОП                            |                                   |                                                  |                                    |                    |                    |
| Плотность пара в подводящей к ОП трубе                      | $\rho_{п.вх}$ , кг/м <sup>3</sup> | [65] по $p_{п}$ и $t_{п}$                        | 4,76                               | 16,4               | 22,7               |
| Прходное сечение паровой трубы                              | $f_{п.тр}$ , м <sup>2</sup>       | По конструкции                                   | 0,10                               | 0,08               | 0,03               |
| Скорость пара в трубе                                       | $U_{п.тр}$ , м/с                  | $D_{п}/(\rho_{п.вх} f_{п.тр})$                   | 44                                 | 33,3               | 39,2               |
| Абсолютная шероховатость трубы                              | $\Delta p_{п.тр}$ , мм            | [29, табл. 17.2]                                 | 0,06                               | 0,06               | 0,06               |
| Динамическая вязкость                                       | $\mu_{п.тр}$ , Н·с/м <sup>2</sup> | [65]                                             | $26 \cdot 10^{-6}$                 | $21 \cdot 10^{-6}$ | $22 \cdot 10^{-6}$ |
| Число Рейнольдса                                            | $Re_{п.тр}$                       | $U_{п.тр} d_{п.тр} \rho_{п.вх} / \mu_{п.тр}$     | $2,9 \cdot 10^6$                   | $8,3 \cdot 10^6$   | $8,2 \cdot 10^6$   |
| Коэффициент трения                                          | $\xi_{п.тр}$                      | [29, рис. 17.3]                                  | 0,013                              | 0,014              | 0,015              |
| Потеря напора в паровой трубе                               | $\Delta p_{п.тр}$ , кПа           | $\xi_{п.тр} \rho_{п.вх} U_{п.тр}^2 L / d_{п.тр}$ | 1,87                               | 4,29               | 14,0               |
| Прходное сечение для пара на входе в ОП                     | $f_{п.вх}$ , м <sup>2</sup>       | По конструкции                                   | 0,20                               | 0,22               | 0,20               |
| Скорость пара на входе в ОП                                 | $U_{п.вх}$ , м/с                  | $U_{п.тр} (f_{п.тр} / f_{п.вх})$                 | 21,2                               | 11,6               | 6,9                |
| Коэффициент сопротивления входа                             | $\xi_{вх}$                        | [29, рис. 17.8]                                  | 0,26                               | 0,43               | 0,68               |
| Потеря напора на входе                                      | $\Delta p_{вх}$ , кПа             | $1/2 \xi_{вх} \rho_{п.вх} U_{п.тр}^2$            | 1,22                               | 3,94               | 12                 |
| Коэффициент сопротивления поворота пара на входе            | $\xi_{пов}$                       | [29, рис. 17.28]                                 | 1,2                                | 1,2                | 1,2                |
| Потеря напора при повороте                                  | $\Delta p_{пов}$ , кПа            | $1/2 \xi_{пов} \rho_{п.вх} U_{п.тр}^2$           | 1,3                                | 1,4                | 0,7                |
| Средняя температура пара в ОП                               | $t_{п}$ , °C                      | $0,5(t_{п} + t_{п})$                             | 327                                | 277                | 310                |
| Средняя плотность пара в ОП                                 | $\rho_{п}$ , кг/м <sup>3</sup>    | [65]                                             | 5,9                                | 17,2               | 23,8               |
| Средняя скорость пара в минимальном сечении колонны ОП      | $U_{уз}$ , м/с                    | $D_{п}/(\rho_{п} f_{пр})$                        | 22,0                               | 15,3               | 7,7                |
| Количество внезапных сужений при входе в колонну смесивиков | $n_{суж}$ , шт.                   | По конструкции                                   | 3                                  | 3                  | 3                  |



Т а б л и ц а 4.3 (продолжение)

| Вещица                                       | Обозначение                 | Способ определения                                                                            | Номер ПВД по ходу питательной воды |        |        |
|----------------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|--------|--------|
|                                              |                             |                                                                                               | 1                                  | 2      | 3      |
| Коэффициент сопротивления поворота на 90°    | $\xi_{90}$                  | [29]                                                                                          | 0,1                                | 0,1    | 0,1    |
| Коэффициент сопротивления поворота на 60°    | $\xi_{60}$                  | [29]                                                                                          | 0,08                               | 0,08   | 0,08   |
| Отделение потока из магистральной            | $\xi_{отв}$                 | [29]                                                                                          | 1,25                               | 1,25   | 1,25   |
| Суммарный коэффициент местных сопротивлений  | $\sum \xi_m$                | $\xi_{90} + \xi_{60} + \xi_{отв}$                                                             | 1,43                               | 1,43   | 1,43   |
| Потеря напора в коллекторах                  | $\Delta P_{кл}, \text{кПа}$ | $\lambda_{тр} \frac{L_{кл}}{d_{кл}} \cdot 0,25 +$<br>$+ \sum \xi_m \frac{\rho_B w_{кл}^2}{2}$ | 22,0                               | 22,0   | 21,0   |
| Потери напора в змеевиках ОК                 |                             |                                                                                               |                                    |        |        |
| Плотность воды                               | $\rho_B, \text{кг/м}^3$     | [65]                                                                                          | 905                                | 868    | 825    |
| Скорость воды в змеевиках                    | $w_B, \text{м/с}$           | —                                                                                             | 2,09                               | 2,09   | 2,09   |
| Коэффициент сопротивления входа в змеевик    | $\xi_{вх}$                  | [29]                                                                                          | 1,25                               | 1,25   | 1,25   |
| Коэффициент сопротивления выхода из змеевика | $\xi_{вых}$                 | [29]                                                                                          | 1,0                                | 1,0    | 1,0    |
| Коэффициент, учитывающий кризис змеевика     | $\xi_{кр}$                  | [66]                                                                                          | 4,0                                | 4,0    | 4,0    |
| Коэффициент сопротивления трения             | $\lambda_{тр}$              | [29]                                                                                          | 0,0295                             | 0,0295 | 0,0295 |
| Суммарный коэффициент местных сопротивлений  | $\sum \xi_m$                | $\xi_{вх} + \xi_{вых} + \xi_{кр}$                                                             | 6,25                               | 6,25   | 6,25   |

Потеря напора в змеевиках ОК

 $\Delta p_{\text{ОК}}, \text{кПа}$ 

$$\left( \sum \xi_m + \lambda_{\text{тр}} \frac{L_{\text{зм}}}{d_B} \right) \frac{\rho_B w_B^2}{2}$$

48,0

50,4

Потеря напора в перепускных трубах ОК ( $d_{\text{п.т}} = 0,089 \text{ м}$ ;  $L_{\text{п.т}} = 2,0 \text{ м}$ )

Расход воды через перепускную трубу

 $G_{\text{п.в}}, \text{кг/с}$ 

$$\frac{1}{6} G_{\text{п.в}}^{\text{ОК}}$$

11,0

21,3

Температура воды за ОК

 $t_{\text{ОК}}, ^\circ\text{C}$ 

Табл. 4.1

252

Плотность воды за ОК

 $\rho_B, \text{кг/м}^3$ 

[65]

825

Абсолютная шероховатость

 $\Delta_{\text{п.т}}, \text{мм}$ 

[29]

0,06

Скорость воды в перепускной трубе

 $w_B, \text{м/с}$ 

$$G_{\text{п.в.}} / \rho_B \cdot 0,785 (d_{\text{п.т}})^2$$

2,14

Динамическая вязкость воды

 $\mu_B, \text{Н}\cdot\text{с/м}^2$ 

[65]

 $1,4 \cdot 10^{-4}$ 

Число Рейнольдса

 $\text{Re}$ 

$$w_B d_{\text{п.т}} \rho_B / \mu_B$$

—

Коэффициент сопротивления

 $\lambda_{\text{тр}}$ 

[29]

0,02

Местные коэффициенты сопротивления входа и выхода

 $\sum \xi$ 

[29]

2,25

Потеря напора в перепускных трубах

 $\Delta p_{\text{п.т}}, \text{кПа}$ 

$$\left( \sum \xi + \lambda_{\text{тр}} \frac{L_{\text{п.т}}}{d_{\text{п.т}}} \right) \frac{\rho_B (w_B)^2}{2}$$

5,2

18,8

Потеря напора в змеевиках КП

Средняя температура воды

 $\bar{t}_B, ^\circ\text{C}$ 

Табл. 4.1

253

Плотность воды

 $\rho_B, \text{кг/м}^3$ 

[65]\*

825

Скорость воды в змеевиках

 $w_B, \text{м/с}$ 

Табл. 4.1

1,74

Коэффициент, учитывающий кривизну змеевика

 $\xi_{\text{из}}$ 

[66]

5

Суммарный коэффициент местных сопротивлений в змеевике

 $\sum \xi$ 

$$\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} + \xi_{\text{из}}$$

7,25

7,25



Таблица 4.3 (окончание)

| Обозначение                                       | Способ определения                    |                                                                                                                         |   | Номер ПВД по ходу питательной воды |       |       |       |
|---------------------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|------------------------------------|-------|-------|-------|
|                                                   | 1                                     | 2                                                                                                                       | 3 | 1                                  | 2     | 3     |       |
| Потеря напора в змеевиках КП                      | $\Delta p_{\text{кп}}$ , кПа          | $1/2 (\sum \xi + \lambda_{\text{тр}} L_{\text{зм}} / d_{\text{вн}}) \times \rho_{\text{в}} w_{\text{в}}^2$              |   |                                    | 56    | 47    | 43    |
| Потеря напора в ОП                                |                                       |                                                                                                                         |   |                                    |       |       |       |
| Плотность воды в змеевиках                        | $\rho_{\text{в}}$ , кг/м <sup>3</sup> | Табл. 4.1                                                                                                               |   |                                    | 806   | 810   | 770   |
| Потеря напора в змеевике ОП                       | $\Delta p$ , кПа                      | $\Delta p_{\text{кп}} \rho_{\text{в}}^{\text{оп}} / \rho_{\text{в}}$                                                    |   |                                    | 14,2  | 65,0  | 22,7  |
| Внутренний диаметр трубы, отводящей воду из ОП    | $d_{\text{отв}}$ , м                  | По конструкции                                                                                                          |   |                                    | 0,089 | 0,089 | 0,089 |
| Температура воды за ОП                            | $t_{\text{в}}^{\text{оп}}$            | Табл. 4.1                                                                                                               |   |                                    | 335   | 278   | 315   |
| Плотность воды за ОП                              | $\rho_{\text{в}}$ , кг/м <sup>3</sup> | [65]                                                                                                                    |   |                                    | 683   | 790   | 728   |
| Коэффициент сопротивления поворота на 90°         | $\xi_{90}$                            | [29]                                                                                                                    |   |                                    | 0,3   | 0,3   | 0,3   |
| Коэффициент сопротивления трения                  | $\lambda_{\text{тр}}$                 | $\lambda_{\text{отв}} = \lambda_{\text{п.т}}$                                                                           |   |                                    | 0,02  | 0,02  | 0,02  |
| Коэффициент сопротивления входа в отводящую трубу | $\xi_{\text{вх}}$                     | —                                                                                                                       |   |                                    | 1     | 1     | 1     |
| Потеря напора в отводящей трубе                   | $\Delta p_{\text{отв}}$ , кПа         | $1/2 (\xi_{90} + \xi_{\text{вх}} + \lambda_{\text{тр}} L_{\text{отв}} / d_{\text{отв}}) \rho_{\text{в}} w_{\text{в}}^2$ |   |                                    | 12,5  | 31,9  | 32,8  |
| Общая потеря напора в ПВД                         | $\Delta p_{\text{ПВД}}$ , МПа         | $\sum \Delta p$                                                                                                         |   |                                    | 0,15  | 0,14  | 0,25  |

\* При подсчете общего сопротивления ПВД1 и ПВД2 потери напора в ОП не учитываются.

Расчет гидравлических сопротивлений начинают с составления расчетной схемы и разбивки ее на участки. Расчет гидравлических сопротивлений участка или всего тракта заканчивается в том случае, когда гидравлическое сопротивление как арифметической суммы всех потерь давления, вызванных каждым сопротивлением (местным сопротивлением трения) в отдельности.

В общем случае падение давления на участке трения гидравлического сопротивления определяется по формуле

$$\Delta p = 1/2 \rho w^2 (\lambda_{тр} + \Sigma \xi_m), \quad (4.24)$$

где  $1/2 \rho w^2$  — скоростной (динамический) напор;  $\lambda_{тр}$  — коэффициент трения;  $\Sigma \xi_m$  — коэффициент местных сопротивлений, приведенных к расчетной скорости. Значения  $\lambda_{тр}$  и  $\xi_m$  определяются экспериментально и для всех узлов, встречающихся в конструкциях ПВД, имеются в [29, 66].

Расчеты парового сопротивления ОП и гидравлического сопротивления тракта питательной воды группы ПВД на ТЭС установок К-500-240-2 ХТЗ приведены в табл. 4.2 и 4.3 и не требуют особых пояснений.

#### 4.5. Принципы программирования тепловых и гидравлических расчетов на ЭВМ

Выполнение тепловых и гидравлических расчетов на ЭВМ включает в себя первым делом подготовку исходных данных. В качестве исходных данных используются коэффициенты теплопроводности подогревателей, влияющие на теплообмен, коэффициенты трения, некоторые поправочные коэффициенты, а также конструктивные параметры. К конструктивным характеристикам относятся диаметр и угол поворота труб и кранов по трактам питательной воды и греющей среды (пар и конденсат). Входят и термические коэффициенты на состояние поверхности, теплоотдающие способности КИ. В отдельную группу выделяются конструктивные характеристики, например число змеевиков в змеевиках ОП, КП и ОК, площадь нагрева потоков среды и т.п., а также форма, материал, диаметр змеевика ОП и ОК, компоновку трубных пучков (трубчатая, двойная, тройная, коллекторная) и т.д.

Независимую группу исходных данных составляют режимные параметры: расход питательной воды через ПВД, давление и температура питательной воды перед группой ПВД, давление и температура пара в регенеративных отборах. Достаточно компактно исходные данные в программе обеспечиваются вводом С-языком массивов из переменных. Описание алгоритма программы дает возможность совместного осуществления проверочных гидравлических и тепловых расчетов и результатов, например, на ЭВМ ЕС-1033 с помощью алгоритмического языка Фортран-IV.

Первым шагом расчета коллекторных подогревателей является определение расхода питательной воды через ОК ( $G_{ПВД}$ ) и перепад давления по шайбе исходя из разности перепада давления на шайбе и суммарного перепада давлений в ОК, включая потери на поворот в боковом отводе, переключной трубе, при входе в распределительный коллектор на

трение в коллекторе, при входе в спиральные змеевики и выходе из них, в спиральных змеевиках. При расчете камерных ПВД этот расчет не требуется. Вторым шагом является тепловой расчет зоны ОК, в результате которого определяется температура среды на выходе, после чего уточняются теплофизические характеристики и расчет повторяется до удовлетворительного совпадения двух последовательных результатов.

Аналогично производится расчет зоны ОП с учетом отличия в численных значениях и составе гидравлических сопротивлений. Тепловой расчет зон ОК и ОП производится численным интегрированием уравнений теплопередачи и теплового баланса, записываемых для элементарных участков зоны. При этом учитывается, что греющая среда перемешивается, а питательная вода не перемешивается в пределах зоны. Тогда температура питательной воды в конце элементарного участка определяется исходя из условия постоянства температуры греющей среды на данном участке. Температура греющей среды на выходе из участка определяется из теплового баланса.

Проводя последовательно расчет для всех участков, начиная с первого, находим температуру греющей среды и питательной воды на выходе из зоны. Такой метод решения здесь особенно удобен, так как автоматически снимается вопрос о способе вычисления среднего температурного напора при перекрестном токе, являющийся актуальным при обычном способе расчета всей зоны сразу.

Расчет зоны КП производится по участкам так, как это описано в гл. 3. При этом предварительно задается значение давления пара в корпусе ПВД, равное давлению в отборе, затем вычисляются суммарные потери напора в ОП и давление пара после ОП. В процессе последующих итераций одновременно уточняются значения и температуры среды, и давления пара. Основными результатами расчета, выводимыми на печать, являются давление, температура и расход среды во всех характерных точках для всех ПВД в группе.

## Глава пятая

### ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПВД

#### 5.1. Основные положения

Поскольку увеличение температурных напоров или скорости воды в каждой зоне ПВД приводит, с одной стороны, к уменьшению размеров теплообменных поверхностей подогревателей, а с другой — к увеличению расхода топлива при той же мощности турбоустановки, то очевидно, что оптимальные температурные напоры и скорости могут быть выбраны только из технико-экономических расчетов путем определения максимальной экономии расчетных затрат при вариациях указанных величин относительно базового варианта.

При этом уравнение для экономии расчетных затрат, как известно, имеет вид

$$\Delta Z = \Delta Z_{\text{ЭК}} + (p_a + E_H) \Delta K, \quad (5.1)$$

где  $\Delta Z_{\text{эк}}$  и  $\Delta K$  - изменение эксплуатационных и капитальных затрат в рассматриваемом варианте по сравнению с базовым,  $E_n$ ,  $p_a$  - нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений и коэффициент, учитывающий отчисления на амортизацию и ремонт. В энергетике принимают

$$E_n + p_a = 0,15 + 0,12 = 0,27. \quad (5.2)$$

Уравнение (5.1) может быть составлено либо для одной и той же электрической мощности турбоустановки ( $A = \text{const}$ ), либо при равном расходе теплоты в котле ( $Q_1 = \text{const}$ ), либо для случая сохранения неизменным расхода пара в конденсатор ( $Q_2 = \text{const}$ ) при текущих значениях исследуемых параметров. До сих пор нет однозначного ответа на вопрос, какому из этих условий отдать предпочтение.

При  $N = \text{const}$  отпадает необходимость учета замещающей мощности, зато появляется необходимость в оценке изменения капиталовложений в котел и конденсатор. При  $Q_1 = \text{const}$  отпадает необходимость учета изменений капиталовложений в котел, зато требуется учет замещающей мощности и изменения капиталовложений в конденсатор. В случае  $Q_2 = \text{const}$  опять же необходимо учитывать изменение капиталовложений в котел и замещающую мощность. По-видимому, для вновь проектируемой установки при тщательном проведении расчетов и правильной оценке всех затрат результаты расчетов должны отличаться незначительно.

Далее важно иметь в виду, что когда требуется присоединить наиболее выгодную систему регенерации к существующим отборам паровой трубины и к котлу, рассчитанному на определенную температуру питательной воды, изменения в системе регенерации приводят в общем случае к изменениям: давления пара на входе в подогреватель, потерь с выходной скоростью в турбоустановке, потерь в конденсаторе, а также КПД котла.

В реальной установке рассматриваемые в данной главе изменения системы регенерации вызывают очень небольшое изменение давления пара перед подогревателем, что лишь в очень малой степени скажется на результате расчетов. Вполне очевидно, что путем очень небольшого изменения сечения сопел вполне возможно обеспечить значения давления пара перед подогревателями, принятые в исходной схеме. Поэтому предположение о постоянстве давления в отборе в условиях поставленной задачи, по нашему мнению, достаточно справедливо.

Относительное изменение КПД турбоустановки ( $\Delta \eta / \eta$ ), вызванное изменениями в ПВД и определяющее изменение эксплуатационных расходов, может быть определено методом, описанным в гл. 1. При этом следует иметь в виду, что изменение расхо-

пара в конденсатор, вызванное изменениями оптимизируемых величин ПВД, сопровождается изменением скорости пара на выходе из последней ступени турбины, что в свою очередь приводит к изменению выходных потерь и теплопередачи в конденсаторе  $\Delta i_K$ .

Изменение выходных потерь  $\Delta h_{в.п}$  можно определить из выражения

$$\frac{\Delta h_{в.п}}{h_{в.п}} = 2(\Delta D_K / D_K + \Delta V_K / V_K), \quad (5.3)$$

где  $D_K$ ,  $V_K$  — расход пара в конденсатор и его удельный объем в исходном варианте;  $\Delta D_K$ ,  $\Delta V_K$  — изменение расхода и удельного объема пара;  $h_{в.п}$  — потери с выходной скоростью в исходном варианте. В условиях нашей задачи можно считать  $\Delta V_K / V_K = 0$ .

Кроме того, для поддержания постоянного давления в конденсаторе  $p_K$  при изменении расхода пара в конденсатор необходимо изменять расход охлаждающей воды, что приводит к изменению затрат энергии  $\Delta V_{ц.п}$  на подачу этой воды циркуляционными насосами. Оценку значения  $\Delta V_{ц.п}$  можно выразить через поправку на изменение давления в конденсаторе при постоянном количестве циркуляционной воды  $\Delta V_{р.к}$ , предполагая равенство  $\Delta V_{ц.п} = \Delta V_{р.к}$ . Значение  $\Delta V_{р.к}$  находится по универсальной кривой поправок на вакуум и по характеристике конденсатора конкретных турбоустановок.

Выполненные нами расчеты для ряда турбоустановок при вариации недогрева питательной воды в ПВД показали, что влияние изменения потерь с выходной скоростью и вакуума в конденсаторе на изменение экономичности турбоустановки может быть оценено для каждого ПВД около 7%. Таким образом,

$$(\Delta \eta / \eta)_p = 1,07 \Delta \eta / \eta, \quad (5.4)$$

где  $\Delta \eta / \eta$  — относительное изменение КПД турбоустановки при изменении недогрева в ПВД, определенное без учета изменения потерь с выходной скоростью и вакуума в конденсаторе;  $(\Delta \eta / \eta)_p$  — реальное относительное изменение КПД турбоустановки.

Изменение КПД котла при изменении температуры питательной воды на 1 °С в современных тепловых схемах ТЭС может быть оценено 0,015% в соответствии с [2].

Таким образом, когда требуется присоединить наиболее выгодную систему регенерации к существующим отборам паровой турбины и к котлу, рассчитанному на определенную температуру питательной воды в уравнении (5.1),  $\Delta Z_{э.к}$  может быть пред-

ставлена в следующем виде:

$$\Delta Z_{\text{эк}} = c_3 \tau (\Delta \eta / \eta)_{\text{бл}} N, \quad (5.5)$$

где  $N$  — мощность энергоблока;  $(\Delta \eta / \eta)_{\text{бл}}$  — изменение КПД блока как функция оптимизируемых параметров  $\vartheta_{\text{кп}}$ ,  $w_{\text{в}}$ ,  $\vartheta_{\text{г}}$  с учетом изменения КПД котла, потерь с выходной скоростью и изменения вакуума в конденсаторе;  $c_3$  — приведенная стоимость 1 кВт·ч в энергосистеме;  $\tau$  — число часов использования подогревателей в году.

Значение  $(\Delta \eta / \eta)_{\text{бл}}$  при вариациях  $\vartheta_{\text{кп}}$ ,  $\vartheta_{\text{г}}$ ,  $w_{\text{в}}$  может быть определено из уравнений, приведенных в гл. 1 с учетом поправок, о которых говорилось выше.

Входящее в уравнение (5.1)  $\Delta K$  представляет собой в данном случае изменение капитальных затрат в группу ПВД при изменении  $\vartheta_{\text{кп}}$ ,  $\vartheta_{\text{г}}$ ,  $w_{\text{в}}$  и в случае известных стоимостей отдельных узлов ПВД может быть определена исходя из данных, приведенных в гл. 4.

При работе энергоблока с переменной нагрузкой расчетные затраты должны определяться по фактическим значениям на каждом режиме. Уравнение (5.1) в этом случае имеет вид

$$\Delta Z = \sum_{i=1}^n \Delta Z_{\text{эк}i} + \sum_{j=1}^k (p_a + E_n) \Delta K_j, \quad (5.6)$$

где  $i$  — режим работы установки;  $\Delta Z_{\text{эк}i}$  — изменение эксплуатационных расходов на этом режиме как функция оптимизируемых параметров;  $j$  — элемент блока, капиталовложения в который зависят от оптимизируемых параметров;  $\Delta K_j$  — изменение капиталовложений в установку как функция оптимизируемых параметров.

В этом случае

$$\sum_{i=1}^n \Delta Z_{\text{эк}i} = c_3 N \tau \sum_{i=1}^n \bar{N}_i \bar{\tau}_i (\Delta \eta_i / \eta_i)_{\text{бл}}, \quad (5.7)$$

где  $\bar{N}_i = N_i / N$ ,  $\bar{\tau}_i = \tau_i / \tau$  — относительная мощность и относительное число использования мощности в  $i$ -м режиме;  $(\Delta \eta_i / \eta_i)_{\text{бл}}$  — относительное изменение КПД блока при вариации оптимизируемых параметров в  $i$ -м режиме.

С целью выявления режимов эксплуатации на оптимальные параметры необходимо выполнять расчеты для различных вариантов работы оборудования. При этом годовая выработка энергии остается неизменной, что достигается за счет перераспределения времени работы на каждой нагрузке.

Т а б л и ц а 5.1. Характеристика графиков электрической нагрузки

| Величина                                                     | Вариант 1 | Вариант 2 |
|--------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
| Число часов использования установленной мощности, ч/год      | 5700      | 6500      |
| Коэффициент неравномерности графика нагрузок, ч/год          | 0,585     | 0,851     |
| Коэффициент значения графика нагрузок, ч/год                 | 0,8       | 0,93      |
| Доля выработки энергии при частичных нагрузках $\bar{N}_i$ : |           |           |
| 1                                                            | 0,41      | 0,63      |
| 0,8                                                          | 0,37      | 0,16      |
| 0,6                                                          | 0,22      | 0,21      |

Целесообразно рассматривать следующие варианты работы энергоблока: 1) только в номинальном режиме; 2) на наименьшей нагрузке максимально возможное время из условий обеспечения заданной выработки энергии; 3) при нагрузке от номинальной до минимальной с заданным распределением выработки энергии (времени) на каждой нагрузке.

Варианты 1 и 2 включают режимы с наибольшими отличиями характеристик установок, поэтому любое распределение нагрузок занимает промежуточное положение. Время работы на каждом режиме определяется из следующих соотношений:

$$\tau N = \tau_0 N + \bar{N}_{\min} \tau_{\min} N; \quad (5.8)$$

$$\tau_{\min} = (\tau_0 - \tau) / \bar{N}_{\min}; \quad (5.9)$$

$$\tau_0 = 8760 - \tau_{\min}; \quad (5.10)$$

где  $\tau$  — число часов использования установленной мощности, ч/год;  $\tau_0$  и  $\tau_{\min}$  — время работы при номинальной и минимальной нагрузках, ч/год.

В качестве расчетного режима работы для установок ТЭС можно принять наиболее характерное распределение выработки энергии в энергосистемах, приведенное в табл. 5.1.

На основе изложенных выше положений нами выполнены варианты расчеты с целью поиска оптимальных значений  $w_b$ ,  $\vartheta_{\text{кп}}$ ,  $\vartheta_{\text{оп}}$  и  $\vartheta_{\text{ок}}$ ,  $d_n$ . Выполненные расчеты показали, что принимая ряд упрощающих предпосылок, можно с достаточной для практики точностью получить аналитические выражения для оптимальных значений указанных величин.

## 5.2. Оптимальная скорость воды в зоне КП

При скорости питательной воды  $w_{п.в}$  в элеваторах ПВД дополнительная мощность питательного насоса для преодоления гидравлического сопротивления элеваторов ПВД составит

$$\Delta N_H = \left( \lambda_{тр} \frac{L}{d_{вн}} + \xi_M \right) \frac{\rho_{п.в} w_{п.в}^3}{2 \eta_H} G_{п.в} \cdot 10^{-3}. \quad (5.11)$$

Вследствие увеличения мощности питательного насоса на  $\Delta N_H$  энтальпия питательной воды за насосом возрастет на

$$\Delta i = \Delta N_H \eta_H / G_{п.в}, \quad (5.12)$$

что приведет к некоторому снижению эффективности системы регенерации высокого давления из-за повышения температуры на входе в первый по ходу питательной воды подогреватель. В результате при постоянном расходе теплоты в котле дополнительная мощность турбоустановки снизится на

$$\Delta N = \epsilon_N \Delta N_H, \quad (5.13)$$

где  $\epsilon_N$  может быть определено по методике, изложенной в гл. 1. Расчеты показывают, что для современных схем турбоустановок можно достаточно точно принять  $\epsilon_N = 0,8$ .

Поверхность теплообмена зоны КП в соответствии с данными, приведенными в гл. 4, можно определить из уравнения

$$F^{КП} = \frac{1}{K^{КП}} G_{п.в} c_{pв} \ln \frac{\theta^{КП}}{\vartheta^{КП}}. \quad (5.14)$$

Как показывает анализ, данные по коэффициенту теплопередачи в зоне КП, приведенные в гл. 3, можно аппроксимировать уравнением  $K^{КП} = 1,02 K_1 w_B^m$ , где  $K_1$ , кВт/м<sup>2</sup>, и  $m$  в зависимости от условий работы подогревателей приведены в табл. 5.2.

Отношение  $L/d_{вн}$ , входящее в уравнение (5.11), в данном случае удобно представить в следующем виде:

$$L/d_{вн} = 0,25 \frac{F^{КП}}{G_{п.в}} \rho_{п.в} w_{п.в} \frac{d_{вн}}{d_H}. \quad (5.15)$$

Подставляя (5.14) и (5.13) с учетом (5.15) и (5.11) в (5.1) и дифференцируя полученное значение функции  $\Delta Z$  по скорости и приравнявая нулю, получим экстремальное значение скорости, соответствующее ее оптимальному значению:

$$w_B^{опт} = \sqrt[3]{\frac{mc}{A(3-m)} \frac{2Bw_B^{2+m}}{d_H}}. \quad (5.16)$$



Таблица 5.2. Значения  $K$  и  $t$ 

| Средний логарифмический температурный напор | Диаметр труб элевиков, мм |        |          |
|---------------------------------------------|---------------------------|--------|----------|
|                                             | 32 x 5                    | 32 x 4 | 22 x 3,5 |
|                                             | $\Lambda_1 \cdot 10^{-3}$ |        |          |
| 5                                           | 2,45                      | 2,80   | 3,20     |
| 10                                          | 2,30                      | 2,65   | 3,03     |
| 15                                          | 2,20                      | 2,51   | 2,85     |
|                                             | $m$                       |        |          |
| 5 15                                        | 0,24                      | 0,21   | 0,18     |

где

$$c = 260 \frac{c_F c_{pв}}{K_1} \ln \frac{\theta^{кп}}{\vartheta^{кп}}; \quad B = 0,4 c_2 \tau \frac{\xi_M}{\eta_H}; \quad A = 0,1 \frac{c_2 \tau}{K_1} \times$$

$$\times c_{pв} \rho_{в} \frac{d_{вн}}{d_H} \frac{\lambda_{гp}}{\eta_H} \ln \frac{\theta^{кп}}{\vartheta^{кп}}.$$

Анализ полученного уравнения показывает, что при изменении стоимости поверхности нагрева от 30 до 55 руб/м<sup>2</sup> и электроэнергии от  $0,6 \cdot 10^{-2}$  до  $1,2 \cdot 10^{-2}$  руб/(кВт·ч) в диапазоне параметров, характерных для работы ПВД, величина  $w_{в}^{опт}$  изменяется от 1,3 до 2,4 м/с.

При  $\xi_M \approx 0$ , что можно принять для камерных ПВД, уравнение (5.16) принимает вид

$$w_{в} = 6 \sqrt[3]{\frac{c_l d_H \eta_H}{c_2 \tau \lambda_{гp} \rho_{в} d_{вн}}}. \quad (5.17)$$

### 5.3. Оптимальный температурный напор на входе питательной воды в ОК

Рассмотрим случай установки ОК в промежуточном подогревателе группы ПВД. При недоохлаждении конденсата до температуры воды на входе в подогреватель на значение  $\vartheta^{ок}$  произойдет нагрев в нем всей питательной воды на  $\delta t^{ок}$ . Увеличение температуры питательной воды на входе в зону КП уменьшит располагаемый температурный напор в зоне КП на  $\delta t^{ок}$ , и он станет равным  $\theta^{кп} = \theta^{ок} - \delta t^{ок}$ . Здесь  $\theta^{ок} = t_H - t_{вх}$  ( $t_H$  — температура насыщения пара в корпусе,  $t_{вх}$  — температура воды на входе в подогреватель). При вариациях  $\vartheta^{ок}$ ,  $t_H$  и  $t_{вх}$  остают-

ся неизменными. Так как

$$\delta t^{\text{ок}} = Q^{\text{ок}} / G_{\text{п.в}} c_{\text{рв}}; Q^{\text{ок}} = G_{\text{к}} \times c_{\text{рк}} \theta^{\text{ок}} (1 - \vartheta^{\text{ок}} / \theta^{\text{ок}}), \quad (5.18)$$

то

$$\theta^{\text{кп}} = \theta^{\text{ок}} \left[ 1 - \frac{G_{\text{к}} c_{\text{рк}}}{G_{\text{п.в}} c_{\text{рв}}} \left( 1 - \frac{\vartheta^{\text{ок}}}{\theta^{\text{ок}}} \right) \right]. \quad (5.19)$$

Уменьшение  $\theta^{\text{кп}}$  при неизменных в КП подогреве питательной воды  $\vartheta^{\text{кп}}$  и скорости воды приведет к некоторому увеличению коэффициента теплопередачи в зоне КП  $K^{\text{кп}}$ . Однако, как показывают расчеты, при имеющихся место в ПВД значениях  $\theta^{\text{кп}}$  и  $\delta t^{\text{ок}}$  это увеличение ничтожно и при вариациях  $\vartheta^{\text{ок}}$ ,  $K^{\text{кп}}$  можно считать постоянным. Поэтому изменение поверхности КП как функцию  $\vartheta^{\text{ок}}$  определим из выражения

$$\Delta F^{\text{кп}} = \frac{G_{\text{п.в}} c_{\text{рв}}}{K^{\text{кп}}} \ln \left[ 1 - \frac{G_{\text{к}} c_{\text{рв}}}{G_{\text{п.в}} c_{\text{рв}}} \left( 1 - \frac{\vartheta^{\text{ок}}}{\theta^{\text{ок}}} \right) \right]^{-1}. \quad (5.20)$$

Изменение  $t_{\text{к}}$  за подогревателем вызовет некоторое уменьшение расхода пара на данный подогреватель, а поэтому изменится  $G_{\text{к}}$ , поверхность теплообмена ОП, нагрев воды в ОП данного подогревателя, расход пара на предыдущий и последующий подогреватели. Все эти изменения очень малы и ими вполне можно пренебречь.

Таким образом, приняв за исходную (базовую) схему без ОК, получим, что организация ОК в каком-либо ПВД при неизменном расходе теплоты на турбоустановку позволит выработать дополнительную электрическую мощность

$$\Delta N^{\text{ок}} = (\Delta \eta / \eta)^{\text{ок}} N = \epsilon^{\text{ок}} Q^{\text{ок}}, \quad (5.21)$$

где  $\epsilon^{\text{ок}}$  определяется по методике, изложенной в гл. 1, либо методом коэффициентов изменения мощности [5]. Расчеты показывают, что  $\epsilon^{\text{ок}}$  не зависит от  $Q^{\text{ок}}$  и определяется только местоположением подогревателя в схеме.

Поверхность ОК при схеме взаимного движения теплоносителей, обычно имеющей место в коллекторных ПВД отечественной конструкции, определим по уравнению (см. гл. 4)

$$F^{\text{ок}} = G_{\text{к}} c_{\text{рк}} \frac{f^{\text{ок}}}{e^{-K^{\text{ок}} f^{\text{ок}}}} \ln \frac{\vartheta^{\text{ок}}}{\theta^{\text{ок}}}, \quad (5.22)$$

где  $f^{\text{ок}}$  определяется по (4.23).

Изменение капиталовложения по сравнению с исходным вариантом составит

$$\Delta K = c_F (F^{\text{ок}} - \Delta F^{\text{кп}}). \quad (5.23)$$

Подставляя (5.23) и (5.21) с учетом (5.22) и (5.20) в (5.1) и дифференцируя полученную функцию по  $\vartheta^{\text{ок}}$ , определим экстремальное значение  $\vartheta^{\text{ок}}$ , соответствующее ее оптимальному значению. После преобразований получим

$$\vartheta_{\text{опт}}^{\text{ок}} = - \frac{0,27 c_F f^{\text{ок}} (e^{-K^{\text{ок}} f^{\text{ок}}} - 1)^{-1}}{c_3 \epsilon^{\text{ок}} \tau + 0,27 c_F \frac{1}{K^{\text{кп}}} \frac{\vartheta^{\text{кп}}}{\vartheta^{\text{ок}}}}. \quad (5.24)$$

Функция  $f^{\text{ок}} (e^{-K^{\text{ок}} f^{\text{ок}}} - 1)^{-1} = -(0,4 \div 0,8)$ .

Для современных турбоустановок с промежуточным перегревом  $\epsilon^{\text{ок}} = 0,03 \div 0,05$ . При изменении стоимости поверхности теплообмена ПВД от 30 до 60 руб/м<sup>2</sup> и приведенной стоимости электроэнергии  $(0,5 \div 2) \cdot 10^{-2}$  руб/(кВт·ч) значение  $\vartheta^{\text{ок}}$  изменяется в относительно небольшом интервале — от 2 до 8 °С.

Расчеты, выполненные для схемы взаимного движения теплоносителей, соответствующей противотoku, не изменяют сделанные выводы. Выполненные на ЭВМ расчеты затрат показывают слабое изменение функции  $\vartheta^{\text{ок}}$  в области минимума, поэтому рекомендуемый диапазон значений  $\vartheta_{\text{опт}}^{\text{ок}} = 5 \div 12$  °С.

#### 5.4. Оптимальный температурный напор на входе питательной воды в ОП

Из известных в настоящее время схем включения ОП по условию их работы в схемах с последовательным и параллельным включением при некоторых значениях  $\vartheta^{\text{оп}}$  и  $\vartheta^{\text{кп}}$  на части поверхности теплообмена ОП возможна конденсация пара. Это неблагоприятно сказывается на работе ОП, что уже отмечалось выше. Пар не конденсируется в ОП, если температура стенки всей поверхности теплообмена равна или выше температуры насыщения греющего пара, что соответствует условию (см. гл. 4)

$$\vartheta^{\text{оп}} = \vartheta^{\text{кп}} (1 + R_{\text{п}}/R_{\text{пр}}), \quad (5.25)$$

где  $R_{\text{пр}}$  — суммарное термическое сопротивление воды и стенки;  $R_{\text{п}}$  — термическое сопротивление пар-стенка при отсутствии конденсации;  $\vartheta^{\text{кп}}$  — недогрев питательной воды на входе в ОП. Обычно в ПВД  $R_{\text{п}}/R_{\text{пр}} = 4 \div 10$ ,  $\vartheta^{\text{кп}} = 3 \div 5$  °С. Таким образом,  $\vartheta^{\text{оп}} = 15 \div 55$  °С.

Анализ для ОП, аналогичный анализу для ОК в § 5.2, показывает, что во всех реально возможных случаях при последовательной и параллельной схемах включения ОП оптимальное зна-

чение  $\vartheta^{\text{оп}}$  либо меньше, либо равно допустимому с точки зрения отсутствия конденсации, а поэтому для указанных схем при выборе необходимого значения  $\vartheta^{\text{оп}}$  следует руководствоваться уравнением (5.25).

Для концевых ОП, в которых исключена возможность конденсации пара при любых  $\vartheta^{\text{оп}}$ , на основании результатов § 5.2 с учетом  $\Delta F^{\text{кп}} = 0$  получаем для схемы взаимного движения теплоносителей в ОП (по рис. 4)

$$\vartheta_{\text{опт}}^{\text{оп}} = - \frac{0,27 c_F f^{\text{оп}} (e^{-K^{\text{оп}} f^{\text{оп}}} - 1)^{-1}}{c_3 \epsilon^{\text{оп}} \tau} \quad (5.26)$$

Для турбоустановок с промежуточным перегревом при организации концевой ОП в 1-м по ходу воды подогревателе, как показали расчеты, следует принимать  $\epsilon^{\text{оп}} = 0,16$ ;  $f^{\text{оп}} (e^{-K^{\text{оп}} f^{\text{оп}}} - 1)^{-1} = 1 \div 2$ ; при принятых ранее значениях  $c_F$  и  $c_3$   $\vartheta_{\text{опт}}^{\text{оп}} = 3 \div 8^\circ \text{C}$ . По причинам, изложенным выше, рекомендуемые значения  $\vartheta_{\text{опт}}^{\text{оп}} = 5 \div 15^\circ \text{C}$ .

### 5.5. Оптимальный недогрев воды в зоне КП

Рассмотрим наиболее общий случай вариации недогревов питательной воды в зоне КП промежуточного подогревателя. Уменьшение недогрева в нем относительно исходного приводит к изменению расхода пара на данный подогреватель и температуры питательной воды за ним с учетом изменения ее нагрева в КП и ОП данного подогревателя, что при неизменных  $\vartheta^{\text{ок}}$ ,  $\vartheta^{\text{кп}}$  в последующем подогревателе приводит к изменению расхода пара через него и температуры конденсата за ним, а поэтому к некоторому изменению температуры воды и за этим подогревателем. При этом изменяются следующие поверхности теплообмена: поверхности КП и ОП рассматриваемого подогревателя, поверхности ОК, КП и ОП последующего подогревателя. Поверхность ОК рассматриваемого и поверхности зон предыдущего подогревателя изменяются незначительно.

Расчеты, выполненные на ЭВМ, показали, что при оптимизации  $\vartheta^{\text{кп}}$  промежуточного подогревателя все перечисленные изменения частично компенсируют друг друга и результаты оптимизации  $\vartheta^{\text{кп}}$  для схемы ПВД без ОП и ОК практически не отличаются от случая оптимизации КП при наличии ОП и ОК в ПВД. При оптимизации  $\vartheta^{\text{кп}}$  последнего по ходу воды подогревателя приходится учитывать изменения, происходящие во всех зонах данного подогревателя.

Анализ выполненных на ЭВМ расчетов показал, что с достаточной для практических расчетов точностью  $\vartheta_{\text{опт}}^{\text{кп}}$  в области параметров, характерных для работы ПВД, может быть определено по уравнению

$$\vartheta_{\text{опт}}^{\text{кп}} = 0,27 c_F / c_2 \epsilon^{\text{кп}} \tau K^{\text{кп}} \quad (5.27)$$

При этом для 1-го и 2-го ПВД по ходу питательной воды турбоустановок с промежуточным перегревом  $\epsilon^{\text{кп}} = 0,03 \div 0,04$ , а для 3-го  $\epsilon^{\text{кп}} = 0,07 \div 0,08$ . При изменении стоимости электроэнергии и поверхности нагрева выше указанных в этих интервалах  $\vartheta_{\text{опт}}^{\text{кп}} = 1,5 \div 6^\circ \text{C}$ .

Учет графиков нагрузки работы турбоустановки по методике, описанной в § 5.1, приводит к заметному повышению оптимальных недогревов в КП. При графиках нагрузки, рассмотренных в § 5.1, оптимальные недогревы для различных по стоимости топлив можно принимать в диапазоне  $4-8^\circ \text{C}$ .

### 5.6. Оптимальный диаметр труб поверхности нагрева ПВД

В [79] приводится оптимальный диаметр труб элементов поверхности нагрева ПВД в пределах 36-40 мм в зависимости от стоимости топлива. Расчетные проработки, выполненные нами, не подтверждают этих результатов. При уменьшении диаметра труб и сохранении постоянными скорости и коэффициента теплопередачи длина трубы, необходимая для заданного подогрева воды, уменьшается пропорционально диаметру, а с учетом изменения коэффициента теплопередачи (см. гл. 3 и 4) еще в большей степени.

Затраты электроэнергии питательным насосом на прокачку воды через ПВД (см. § 5.1)

$$\Delta N_n / G = \Phi \left( \lambda \frac{F}{G_{\text{п.в}} c_{p\text{в}}} \right). \quad (5.28)$$

Несложный анализ данного выражения показывает, что  $\lambda \frac{F}{G_{\text{п.в}} c_{p\text{в}}}$  уменьшается с уменьшением диаметра трубки, так как  $F, G_{\text{п.в}} c_{p\text{в}}$  уменьшается вследствие уменьшения коэффициента теплопередачи в большей степени, чем увеличивается  $\lambda$  из-за роста относительной шероховатости.

Само по себе изменение  $\Delta N_n / G_{\text{п.в}}$  с изменением диаметра трубы невелико, а составляющая затрат, зависящая от гидравлических потерь, существенно меньше составляющей затрат, зависящей от массы труб и определяющей стоимость подогревателя. Таким образом, оптимальный наружный диаметр поверх-

ности теплообмена определяется исходя из изменения стоимости подогревателя и практически не зависит от довольно слабого изменения составляющей затрат, зависящей от гидравлических потерь.

Для стоимости трубной системы можно использовать выражение  $K_{тр с} \approx 2,2 K_{тр}$  исходя из стоимостей существующих конструкций подогревателей. Используя данные гл. 3 по  $K^{кп}$  при скорости  $w_v = 2$  м/с и  $\Delta t = 10^\circ \text{C}$ , определялась стоимость трубных систем как функция диаметра труб элементов поверхности нагрева. При  $d_n = 16:40$  мм не получено экстремальной точки, стоимость трубной системы монотонно уменьшается с уменьшением диаметра труб. О возможности использования труб малого диаметра в коллекторных ПВД уже говорилось в гл. 2.

При создании камерных ПВД с поверхностью нагрева из стальных углеродистых труб, привариваемых к трубным доскам, приходится считаться с тем, что толщина стенки труб не может быть выбрана меньше некоторого  $\delta_{мин}$ , обусловленного принятой технологией приварки.

При выборе диаметра труб подогревателя для данных расчетных давления и температуры воды возможны два важных для практики случая.

1. Толщина стенки трубы  $\delta_{рас}$ , определяемая из расчета на прочность, во всем рассматриваемом диапазоне диаметров выше  $\delta_{мин}$ , т.е. здесь толщина стенки  $\delta = \delta_{рас} = a d_{ср}$ ;  $d_n, d_{ср}, d_v = idem$  ( $d_n, d_{ср}, d_v$  — соответственно наружный, средний и внутренний диаметры трубы;  $a$  — постоянная).

2. Толщина стенки трубы в рассматриваемом диапазоне диаметров  $\delta = \delta_{мин} = idem$ , т.е. здесь по расчету на прочность  $\delta_{рас} \leq \delta_{мин}$ .

Первый случай имеет место, например, в ПВД энергетических установок СКД и СВД, второй же характерен, в частности, для ПВД турбоустановок АЭС с начальным давлением пара в установке около 6,0 МПа. В обоих случаях уменьшение диаметра труб приводит к определенному улучшению показателей аппарата благодаря уменьшению длины труб  $L$ , некоторому повышению коэффициента теплопередачи  $K$  за счет уменьшения теплового сопротивления со стороны воды и пара и соответствующему уменьшению поверхности нагрева, а главное, благодаря повышению компактности последней, т.е. уменьшению габаритов аппарата и тем самым снижению массы его корпуса, которая нередко превышает 50% массы всего аппарата. Кроме того, в первом случае масса единицы поверхности снижается, как и толщина стенки, пропорционально уменьшению диаметра труб; соответственно снижается тепловое сопротивление стенки, составляющее для теплообменников со стальными трубами (например,

для ПВД СКД) значительную долю общего теплового сопротивления; за счет этого дополнительно снижается поверхность нагрева.

Следует заметить, что известным недостатком труб малого диаметра принято считать существенное увеличение их числа в аппарате, а следовательно, числа отверстий в трубных досках и креплений в них концов труб. Что же касается стоимости 1 м<sup>2</sup> труб, то при  $\delta = ad_{\text{ср}}$  она с уменьшением  $d_{\text{н}}$  несколько снижается, а при  $\delta = \text{idem}$  — возрастает.

Поскольку в первом случае переход к трубам меньшего диаметра позволяет резко уменьшить металлоемкость подогревателя и его габариты и ожидать снижения стоимости аппарата, то целесообразность такого перехода здесь особых сомнений не вызывает. Однако во втором случае, когда с уменьшением диаметра труб толщина стенки не изменяется, металлоемкость поверхности нагрева уменьшается мало и тепловое сопротивление стенки практически не меняется, вопрос о целесообразности уменьшения диаметра труб не столь очевиден и следует разобрать его более подробно.

С этой целью и без ущерба для общности результатов рассмотрим теплообменник, выполненный в виде одноходового трубного пучка с расположением труб в поперечном сечении его (и отверстий в трубной доске) в вершинах равносторонних треугольников со стороной  $t$  и напишем выражения для основных параметров теплообменника: коэффициента компактности  $F/V$  и относительного проходного сечения  $f/A$ , где  $F$  и  $V$  — поверхность и объем трубного пучка,  $f$  — суммарное проходное сечение его по воде и  $A = V/L$  — площадь поперечного сечения трубного пучка.

При этом рассмотрим два случая: 1)  $t/d_{\text{н}} = \text{idem}$ , что часто имеет место и обеспечивает постоянный коэффициент ослабления трубной доски  $\varphi$  и идентичные условия вальцовочного соединения при разных диаметрах труб; 2)  $t/d_{\text{н}} = \text{idem}$ , что, в частности, рассматривалось применительно к сепараторам-пароперегревателям турбоустановок АЭС в [80]. Во 2-м случае с ростом  $d_{\text{н}}$  резко падает коэффициент прочности трубной доски  $\varphi$  и ухудшаются условия вальцовки, но при приварке труб к доске особого значения не имеют.

Для пучка шестиугольного поперечного сечения будем иметь.

$$F/V = \pi d_{\text{н}} L / (0,866 t^2 L) = 3,63 (t/d_{\text{н}})^{-2} d_{\text{н}}^{-1}; \quad (5.29)$$

$$f/A = 0,25 \pi d_{\text{в}}^2 / (0,866 t^2) = 0,91 (t/d_{\text{н}})^2 (d_{\text{н}}/d_{\text{в}})^{-2}. \quad (5.30)$$

С помощью этих выражений нетрудно получить соотношения геометрических характеристик двух подогревателей 1 и 2, рас-

считанных на одинаковый расход  $G$ , скорость  $w$  и нагрев воды в трубах, но имеющих разные  $(F, l)$ ,  $(f, A)$  и  $K$ . Так, отношение поверхности нагрева  $F_1/F_2$  таких подогревателей будет, очевидно, равно отношению коэффициентов теплопередачи  $K_2/K_1$  в них. Отношение объемов этих подогревателей

$$V_1/V_2 = [(F/V)_2/(F/V)_1] K_2/K_1, \quad (5.31)$$

а отношение поперечных сечений их трубных пучков

$$A_1/A_2 = (f/A)_2/(f/A)_1, \quad (5.32)$$

так как при  $G = \text{idem}$  и  $w = \text{idem}$  и  $f = \text{idem}$ . Далее, поскольку отношение длин подогревателей

$$L_1/L_2 = (V_1/V_2)/(A_1/A_2),$$

то

$$L_1/L_2 = [(F/V)_2/(F/V)_1][(f/A)_1/(f/A)_2] K_1/K_2, \quad (5.33)$$

где из (5.32) и (5.33)

$$(F/V)_i/(f/A)_i = 4d_H^{-1} (d_H/d_B)^{-2}. \quad (5.34)$$

Число труб при прочих равных условиях

$$n = bd_B^{-2} = bd_H^{-2} (d_H/d_B)^2, \quad (5.35)$$

где  $b$  — постоянная.

В табл. 5.3 приведены результаты подсчетов  $F/V$ ,  $f/A$  и  $n$  —  $1 - (d_H/t)$  для обоих случаев:  $t/d_H = \text{idem}$  и  $t/d_H = \text{idem}$  для труб с  $d_H = 10, 16, 22, 32$  и  $51$  мм при одинаковой для всех труб толщине стенки  $\delta = \delta_{\text{мин}} = 2,5$  мм. Для первого случая принято  $t/d_H = 1,437 = \text{idem}$ , что соответствует шагу  $t = 23$  мм для трубы с  $d_H = 16$  мм, которая принята за базовую. Для второго случая принято  $t/d_H = 7 \text{ мм} = \text{idem}$  для базовой трубы и в этом случае  $t = 23$  мм.

Интересно отметить, что при  $\delta = \text{idem}$  уменьшение относительного коэффициента теплопередачи  $K = K_{1H}/K_{1B}$  с ростом  $d_H$  относительно невелико; так, при переходе от трубы диаметром  $16 \times 2,5$  мм к трубе диаметром  $32 \times 2,5$  мм  $K$  уменьшается примерно на 6,5%. Иное положение было бы при  $d_H/d_B = \text{idem}$ . Здесь в тех же условиях снижение  $K$  составило бы 26%.

Используя данные из таблицы в формулах (5.31) — (5.35), трудно подсчитать влияние перехода от одного диаметра к другому на объем, длину, поперечное сечение трубного пучка и число труб в нем. В частности, переход от труб диаметром  $16 \times 2,5$  мм к трубам диаметром  $32 \times 2,5$  мм повлечет за собой при  $t/d_H = 7$  мм увеличение объема в 1,54 раза, длины в 3,2 ра-



Т а б л и ц а 5.3. Результаты подсчетов  $F/V$ ,  $f/A$  и  $\varphi = 1 - (d_H/t)$  для двух

| $d_H$ , мм | $d_B$ , мм | $t$ , мм | $F/V$ , м <sup>-1</sup> |
|------------|------------|----------|-------------------------|
|            |            |          | $t/d_H =$               |
| 10         | 5          | 14,5     | 175                     |
| 16         | 11         | 23       | 109,5                   |
| 22         | 17         | 31,5     | 79,5                    |
| 32         | 27         | 46       | 55                      |
| 51         | 46         | 73,5     | 34,5                    |
|            |            |          | $t - d_H =$             |
| 10         | 5          | 17       | 125,5                   |
| 16         | 11         | 23       | 109,5                   |
| 22         | 17         | 29       | 95                      |
| 32         | 27         | 39       | 76                      |
| 51         | 46         | 58       | 55                      |

за, уменьшение поперечного сечения пучка в 2,07 раза и числа труб в 6 раз. Поскольку, однако, увеличение в 3,2 раза длины одноходового пучка из труб диаметром 32 мм привело бы к неконструктивным формам подогревателя, его пришлось бы выполнить двухходовым; в этом случае поперечное сечение трубных пучков из труб диаметром 16 мм (одноходовой) диаметром 32 мм (двухходовой) было бы примерно одинаковым, а длина второго была бы не в 3,2, а в 1,6 раза больше первого. Соотношение объемов остается при этом неизменным, а число труб диаметром 32 мм уменьшается в 3 раза; число же сварных стыков (с учетом промежуточных стыков на более длинных трубах диаметром 32 мм) — в 2 раза. При этом общая длина швов стыков, а значит, и их надежность в обоих случаях примерно одинаковы.

Переход от труб диаметром 16 мм к трубам диаметром 51 мм привел бы к увеличению объема трубного пучка при  $t - d_H = 7$  мм уже в 2,3 раза, а длины пучка (при трех ходах в пучке из труб диаметром 51 мм) в 2,1 раза при примерно равном в обоих случаях поперечном сечении пучка.

Принимаем приближенно, что поперечные сечения и длины корпусов сравниваемых подогревателей относятся как поперечные сечения и длины их трубных пучков (с учетом числа ходов), т.е.

$$D_{K1}/D_{K2} = [(Am)_1/(Am)_2]^{1/2}; H_{K1}/H_{K2} = (L/m)_1/(L/m)_2, \quad (5.36)$$

где  $D_K$  и  $H_K$  — диаметр и длина корпуса;  $m$  — число ходов.

Тогда приближенные выражения для соотношения масс поверхностей нагрева  $M_n$ , корпусов  $M_K$  и трубных досок  $M_d$  срав-

случаев

| $f/A$               | $\varphi$ | $\bar{n}$ | $\bar{K}$ |
|---------------------|-----------|-----------|-----------|
| <i>idem</i> = 1,437 |           |           |           |
| 0,11                | 0,305     | 4,85      | 0,976     |
| 0,211               | 0,305     | 1,00      | 1,00      |
| 0,262               | 0,305     | 0,346     | 0,980     |
| 0,313               | 0,305     | 0,167     | 0,936     |
| 0,359               | 0,305     | 0,057     | 0,872     |
| <i>idem</i> = 7 мм  |           |           |           |
| 0,079               | 0,412     | 4,85      | 0,976     |
| 0,211               | 0,305     | 1,00      | 1,00      |
| 0,312               | 0,241     | 0,346     | 0,980     |
| 0,438               | 0,180     | 0,167     | 0,936     |
| 0,573               | 0,121     | 0,057     | 0,872     |

ниваемых теплообменников:

$$M_{п1} / M_{п2} = (K_2 / K_1) (d_{ср} / d_H)_{17} (d_{ср} / d_H)_2; \quad (5.37)$$

$$M_{к1} / M_{к2} = (V_1 / V_2) [1 + 0,69 (D_K / H_K)_1] [1 + 0,69 (D_K / H_K)_2];$$

$$M_{д1} / M_{д2} = [(Am)_1 / (Am)_2]^{3,2} (\varphi_2 / \varphi_1)^{1/2}. \quad (5.38)$$

Если для аппарата из труб диаметром 16×2,5 мм принять  $D_1 = 2$  м и  $H_1 = 10$  м, то в случае  $t = d_H = 7$  мм получим для аппарата из труб диаметром 32×2,5 мм:  $M_{п2} / M_{п1} = 1,165$ ;  $M_{к2} / M_{к1} = 1,475$ ;  $M_{д2} / M_{д1} = 1,3$ .

Таким образом, камерный подогреватель из труб диаметром 32×2,5 мм будет иметь объем примерно на 60% и массу примерно на 30% больше, чем из труб диаметром 16×2,5 мм при одинаковой общей длине швов сварки и приварки труб.

Довольно значительная экономия металла, которую позволяет получить использование труб малого диаметра в камерных подогревателях системы регенерации паротурбоустановок, в частности ПВД турбоустановок АЭС, даже в случае  $\delta = \delta_{мин} = idem$ , оправдывает, по нашему мнению, усилия по созданию высокопроизводительной и надежной технологии производства подогревателей из таких труб. Вместе с тем при существующем соотношении цен на трубы разного диаметра можно ожидать, что переход к трубам малого диаметра в условиях  $\delta = idem$  не снизит стоимости аппарата.

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

## 6.1. Регулирование уровня

Уровень конденсата греющего пара в корпусе ПВД регулируется автоматическим устройством, поддерживающим нормальный уровень в корпусе подогревателя путем слива избытка конденсата в дренажную сеть.

Как уже отмечалось, наиболее широкое распространение в тепловых схемах получила каскадная схема слива дренажей из ПВД в деаэратор.

При снижении электрической нагрузки блока происходит падение давления в отборах турбины и при работе деаэратора при постоянном давлении (0,7 МПа) уже при 70 % нагрузке энергоблока каскадный слив конденсата из первого по ходу питательной воды ПВД<sup>1</sup> в деаэратор невозможен из-за малого перепада давлений. Поэтому в проектной схеме дренажей предусматривают автоматическое разделение дренажей при снижении нагрузки. Если снижается давление в корпусе ПВД1, конденсат его греющего пара направляется в установленный перед деаэратором ПИД1, а конденсат ПВД2 и ПВД3 — в деаэратор. При одновременном глубоком снижении давления в корпусах ПВД1 и ПВД2 все дренажи греющего пара переводятся на каскадный слив в ПИД, предусматривается также сброс конденсата в конденсатор или расширитель дренажей турбины (РДТ).

В двухниточных ПВД линии сброса конденсата в деаэратор, ПИД, конденсатор или РДТ часто выполняют общими для обеих групп подогревателей, что затрудняет параллельное включение групп ПВД в работу.

Использование линий сброса конденсата в ПИД, РДТ или конденсатор при включении в работу одной из групп, когда вторая работает, и прекращение сброса при снижении давления пара часто приводят к переполнению ПВД параллельно подключаемой группы. Раздельное выполнение линий сброса исключает их вредное взаимное влияние.

Уровень конденсата в корпусе поддерживается автоматически (рис. 6.1) регулирующим клапаном. Регулирующий клапан (рис. 6.2) устанавливается на трубопроводе выхода конденсата из подогревателя, отвод конденсата регулируется изменением расхода пропускаемого конденсата и площади проходного сечения за счет поворота рычага с жестко закрепленным с ним валиком 3 и золотником 1. В зависимости от угла поворота рычага отверстия в золотнике перекрывают отверстия в гильзе 2, закрепленной в корпусе 4. Угол поворота рычага от полностью открытого до полностью закрытого положения клапана равен 90°.

Правильный выбор регулирующих клапанов имеет важное значение для качественной работы систем регулирования. Особенность работы регуляторов системы регулирования уровней конденсата в ПВД состоит в том, что при определенных условиях изменяются свойства регулируемой среды и это значительно сказывается на пропускной способности и кривизне расходной характеристики регулирующего клапана.

В стационарных режимах конденсат достаточно переохлаждается в ОК при нормальной его работе. В нестационарных режимах, сопровождающихся снижением давления в корпусах ПВД, конденсат достигает температуры кипения и вскипает в дренажном трубопроводе и клапане, что в несколько

<sup>1</sup> В дальнейшем нумерация ПВД по ходу питательной воды.

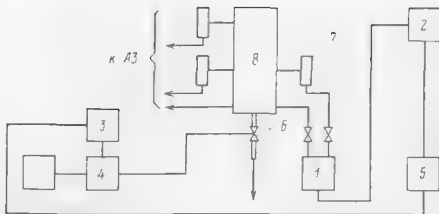


Рис. 6.1. Схема регулирования уровня конденсата в подогревателе:

1 — дифференциальный манометр; 2 — электронный регулирующий прибор; 3 — колонка дистанционного управления; 4 — сервомотор; 5 — магнитный контактор; 6 — регулирующий клапан; 7 — конденсатный бачок; 8 — подогреватель

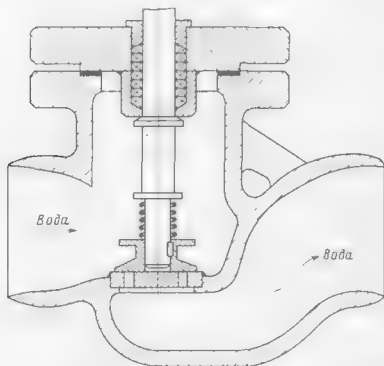


Рис. 6.2. Регулирующий клапан

раз снижает максимальную пропускную способность и крутизну расходной характеристики регулирующего клапана. Аналогичные явления возникают при неудовлетворительной работе ОК. Проведенные расчеты в [60] показывают, что пропускная способность регулирующего клапана в связи с вышеизложенным может уменьшаться в 2–4 раза. Это вызывает определенные трудности при подборе регулирующих клапанов ПВД.

Если регулирующий клапан выбирать из условий работы в стационарных режимах, то снижение его пропускной способности в нестационарных



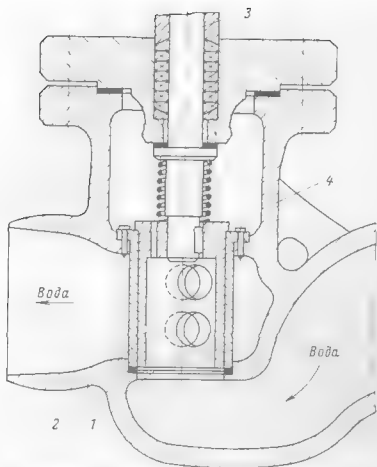


Рис. 6 4 Запорно-регулирующий клапан поворотно-торцевого типа

Опытная партия таких клапанов с 1974 г. работает на одном из блоков 300 МВт Криворожской ГРЭС. Предварительные испытания подтвердили преимущество этих клапанов достаточный запас по пропускной способности в нестационарных режимах и малую крутизну характеристики в стационарных. К аналогичным результатам приводит рекомендуемое в [68] и выполненное на ряде электростанций рациональное профилирование регулирующих клапанов. Расчет проходных сечений клапанов с учетом частичного вскипания конденсата в процессе дросселирования следует выполнять в соответствии с методикой [69].

Как в новых, так и в старых клапанах большое значение имеет размер зазора между золотником и гильзой, так как этот зазор определяет значение нерегулируемого расхода конденсата, который существует и при полностью закрытом клапане. На большинстве электростанций в условиях эксплуатации нерегулируемый расход конденсата настолько велик, что делает невозможным регулирование уровня. Как показывает опыт эксплуатации, указанный зазор не должен превышать 0,15–0,2 мм. На ряде электростанций для регулирования уровня в ПВД вместо описанных выше клапанов, выпускаемых ПО "Красный котельщик", применяются клапаны других конструкций. На Литовской ГРЭС, например, используется запорно-регулирующий клапан поворотно-торцевого типа (рис. 6 4). В этом клапане регулирование осуществляется изменением площади открытия отверстий в седле при повороте золотника на  $90^\circ$ . Седло пред-

ставляет собой диск из аустенитной стали, наплавленной электродами марки ЦН-6. Рабочая среда в клапане подается на золотник. Благодаря этому за счет разности давлений до и после клапана золотник прижимается к седлу и клапан запирается. Для обеспечения прижатия золотника к седлу при отсутствии на нем перепада давлений в конструкции клапана предусмотрена цилиндрическая пружина. Такой клапан является не только регулирующим, но и запорным органом, т.е. при правильной эксплуатации пропуск среды через закрытый клапан отсутствует; клапан удобен для ревизии и ремонта, его уплотнительные поверхности легко поддаются восстановлению.

На ряде ГРЭС используют шиберные клапаны ВАЗ, предназначенные для установки в качестве дроссельных клапанов БРОУ и РПК. Опыт эксплуатации таких клапанов показал, что при удачно спродифицированных проходных сечениях увеличивается устойчивость поддержания уровня в ПВД. Такие клапаны практически не требуют ремонта и так же, как поворотноторцевые, могут являться не только регулирующим, но и запорным органом.

Регулирующий клапан приводится в действие сервомотором по сигналу от дифференциального манометра через электронный регулирующий прибор и колонку дистанционного управления.

Дифференциальный манометр импульсными линиями подсоединен к водяному и паровому пространству ПВД (рис. 61). Из импульсной линии из парового пространства устанавливается конденсатный бачок. Для надежной работы импульсных линий предусмотрено их заполнение конденсатом от постороннего источника.

Наиболее эффективной является связанная система регулирования [70] с интегродифференцирующей коррекцией, которая значительно ослабляет влияние обобщенного резонанса в системе регулирования уровней. Резонанс возникает в подогревателях при технологических возмущениях и усугубляется вредными связями между контурами регулирования уровней отдельных подогревателей. В обычно применяющейся (несвязанной) системе регулирования уровней регулирующее воздействие одного регулятора является возмущающим для последующего. Для визуальных наблюдений за положением уровня конденсата в корпусе и для проверки и настройки дифманометра на каждом ПВД устанавливаются водоуказательные колонки с отдельными импульсными линиями к ним из водяного и парового пространства.

## 6.2. Система защиты от переполнения ПВД

Для предотвращения попадания питательной воды в турбину при повышении уровня конденсата в корпусе подогревателя предусмотрено автоматическое защитное устройство. С этой целью все подогреватели высокого давления оборудованы групповой защитой от переполнения по 1-му и 2-му пределам аварийного уровня.

Повышение уровня конденсата в одном из подогревателей выше 1-го предела аварийного уровня ведет к отключению всех ПВД и пропуску воды по аварийному байпасу, достижение уровня конденсата 2-го предела (на расстоянии около 4 м от 1-го аварийного уровня) в одном из ПВД приводит к отключению питательного насоса и остановке энергоблока. Основными элементами защиты при достижении 1-го аварийного уровня являются впускной клапан с выносным гидроприводом и обратный клапан, напоршневые полости которых связаны между собой перепускными трубами (рис. 6.5).

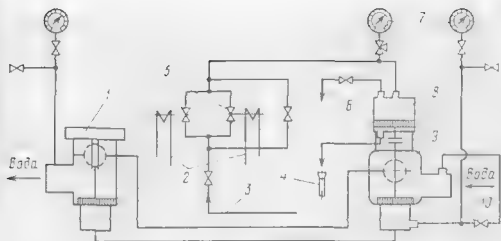


Рис. 6.5 Принципиальная схема трубопровода пуска и отключения ПВД

1 - обратный клапан; 2 - от цепи электрической защиты и сигнализации; 3 - от конденсатных насосов; 4 - в открытую воронку; 5 - клапан с электромагнитным приводом; 6 - в бак низких точек; 7 - манометр; 8 - гидропривод впускного клапана; 9 - впускной клапан; 10 - запорный клапан (для заполнения трубной системы)

Впускной клапан (рис. 6.6) устанавливается на входе питательной воды в группу ПВД и выполняет также функции перепускного байпасного клапана. Крышка клапана выполнена самоуплотняющейся. Тарелка впускного клапана является одновременно тарелкой перепускного. В нижнем положении тарелка уплотняется с корпусом и разделяет его на две полости: полость впускного и перепускного клапана. Полость перепускного клапана сообщается при помощи байпасных линий с надпорывебной полостью обратного клапана (рис. 6.5).

Корпус клапана (рис. 6.6) представляет собой трубу, к которой приварены впускной и два перепускных патрубка. Для направления тарелки вверх-вниз в корпусе имеются три направляющие планки, расположенные под углом  $120^\circ$ . Уплотнительные поверхности корпуса тарелки и уплотнительного кольца выполнены путем наплавки коррозионностойкого сплава. Форма уплотнительных поверхностей плоская. Крышка с корпусом уплотняются асбестографитовыми кольцами и в ней делается выточка по внутреннему диаметру кольца. Крышка удерживается в верхнем положении фланцем и разрезным кольцом.

С целью предотвращения протечек среды в перепускную полость клапана предусмотрено нижнее уплотнение, состоящее из асбестографитовых колец, которые плотно зажаты между металлическими опорными и уплотнительными кольцами. Шток соединяется с тарелкой разрезным кольцом и резьбовой втулкой. Сверху устанавливается стопорная шайба. Гидропривод (сервомотор) представляет собой сварную конструкцию, в цилиндре которой размещен поршень со штоком с резиновой манжетой. Гидропривод соединяется стойкой с корпусом клапана.

Для обеспечения работы гидропривода впускного клапана его надпорционное пространство соединяется с импульсным трубопроводом от конденсатных насосов 2-го подъема (рис. 6.5). На импульсном трубопроводе перед гидроприводом впускного клапана устанавливаются параллельно два клапана с электроприводом или два клапана с электромагнитным



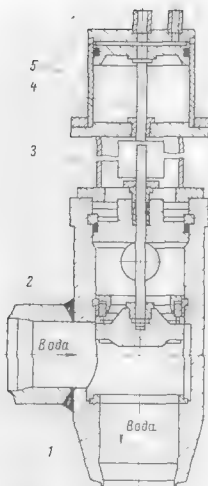


Рис. 6.6. Впускной клапан.  
1 — корпус; 2 — тарелка;  
3, 4 — шток; 5 — крышка

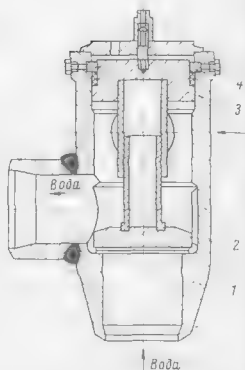


Рис. 6.7. Обратный клапан

приводом. Надпоршневое и подпоршневое пространство гидропривода имеет штуцер для присоединения дренажных трубопроводов.

Обратный клапан (рис. 6.7) представляет собой сварную конструкцию, состоящую из корпуса 1 крышки 3 с верхним уплотнением 4 и тарелки 2. Корпус, верхнее уплотнение, уплотнительные поверхности вальцованы так же, как и во впускном клапане. В рабочем положении (верхнее положение) тарелка удерживается подпором питательной воды. Впускной клапан отключает группу ПВД от питательных насосов, обратный клапан от котла. Впускные клапаны приводятся в действие, как это отмечалось выше, гидроприводом, а обратные — воздействием потока среды непосредственно на тарелку.

В рабочем режиме группы подогревателей питательная вода проходит последовательно через впускной клапан, трубные системы подогревателей и обратный клапан, установленный на выходе питательной воды из группы подогревателей в питательную линию котла. В верхнем положении тарелка впускного клапана удерживается за счет разности давлений по обе стороны тарелки, равной гидравлическому сопротивлению группы подогревателей, и за счет неравномерного давления воды на площади малого штока, выведенного через сальник в атмосферу. При работе подогревателей тарелка обратного клапана удерживается в верхнем положении подпором протекающей воды. При закрытии впускного клапана поток воды, переброшенный по перепускным трубам, давлением на тарелку автоматически закрывает обратный клапан.

При повышении уровня конденсата в корпусе одного из деаэрирующих аппаратов по сигналу с дифманометра защиты по первому аварийному уровню приборами защиты подается команда на включение клапана с электромагнитным приводом. Вода давлением около 1,6 МПа от конденсатных коллекторов поступает через клапаны в надпоршневое пространство поршневого насоса. Поршень опускается вниз, одновременно перемещая толкатель клапана с тарелкой в нижнее положение, причем тарелка открывает доступ питательной воде в подогреватель. Последняя по циркуляционным трубам через обратный клапан попадает в питательную линию котла. При повреждении трубной системы давление в ней падает и дифманометр переключается для пропуска по основному байпасу, отключается пар из подогревателя и поврежденный подогреватель выходит в ремонт. Для защиты трубных систем от повышения давления питательной воды устанавливается на питательном трубопроводе за блоком подогревателя танталовый обводной биметаллический предохранительный клапан.

Важнейшими показателями качества работы защиты являются: надежность ПВД, а также быстроедействие и отсутствие пеленков в питательной линии в рабочем режиме по перепускным трубопроводам. Расчеты и опыт показывают, что при разрыве коллектора трубной системы паровая пропускная способность ПВД заполняется примерно за 8-10 с. Поэтому время срабатывания защиты от момента достижения уставки срабатывания до момента открытия впускного клапана в настоящее время составляет около 6 с.

Следует заметить, что при резких сбросах напорки турбоагрегата происходит вскипание конденсата, находящегося в деаэрирующем аппарате. Пар, выходящий при этом обратный толчок пара приводит к перепаду давления между точками отбора импульсов давления на дифманометр защиты, что приводит к ложному срабатыванию защиты. Наиболее частыми причинами ложного срабатывания защиты по 1-му аварийному пределу на агрегатах мощностью 200 МВт имели место случаи ложного срабатывания защиты по 1-му аварийному пределу. Применяемые в настоящее время дифманометры, имеющие как указатели уровня в ПВД в эксплуатации не имеют возможности ложного срабатывания защиты. Создание поплавковых датчиков уровня в корпусе, расположенных в специальных измерительных камерах, могло бы обеспечить надежное срабатывание защиты.

### 6.3. Система защиты от превышения расчетного давления пара в корпусе

Корпус ПВД рассчитывается, как правило, на максимальное возможное давление отбора, к которому подключен подогреватель. Однако как показывает опыт эксплуатации [71, 72] при отключении ПВД из системы водопользования по уровню при их неопределенном открытии клапанах и определенном сочетании степени открытия клапанов, разумеется, уровень, возможно, повышенного давления в корпусах ПВД 11 и ПВД 12 не превышает расчетного из-за пропуска пара по линии каскадного отбора пара. Дополнение проектной схемы защиты от превышения уровня котельного пара, как показано в [72] исключает недопустимое превышение давления в корпусах.

Эти мероприятия сводятся к следующему: сигналом для срабатывания защиты служит повышение уровня в корпусе любого ПВД до 1-го предела: конденсат греющего пара ПВД3 и ПВД2 переводится на деаэрирующий конденсат греющего пара ПВД1 переводится на конденсатор; работа регуляторов уровня конденсата греющего пара ПВД1 и ПВД2 открываются автоматически полностью независимо от уровня в корпусах деаэри-

варительно с этих клапанов снимается воздействие регуляторов; при срабатывании защиты подается сигнал на закрытие паровых задвижек.

Дополнительные блокировки, однако, не исключают необходимости в защите корпусов ПВД1 и ПВД2, предотвращающей возможное повреждение сосудов при отказе электрических цепей защит и блокировок. В связи с этим по требованию Госгортехнадзора СССР ПВД, в которые осуществляется каскадный сброс конденсата, начиная с 1976–1977 гг. комплектуются заводом-изготовителем предохранительными клапанами. Предохранительные клапаны, предназначенные для предотвращения повышения давления пара в корпусе сверх расчетного, рассчитываются по пропускной способности на пропуск пара через линию конденсата из вышестоящего ПВД при полностью открытом регулирующем клапане, но они не рассчитаны для защиты корпусов при повышении давления из-за неполноты трубной системы.

#### 6.4. Включение и отключение подогревателей

Включение подогревателей в зависимости от условий может производиться либо одновременно с пуском турбоустановки, либо при работающей турбоустановке. В том и другом случае перед пуском необходимо проверить исправность и правильность присоединения контрольно-измерительных приборов, а также исправность групповой защиты от повышения уровня в междружном пространстве. Включение ПВД в работу одновременно с пуском турбоустановки производится в следующей последовательности.

До пуска турбины необходимо: открыть дренажи на трубопроводах отборов пара; собрать схемы каскадного отвода дренажа и воздуха в ПВД; проверить работу и продуть водоуказательные приборы. После выполнения указанных операций полностью открыть задвижки на отборах турбины.

Прогрев подогревателей паром без включения ПВД по питательной воде ведется до появления избыточного давления в корпусах. При появлении избыточного давления в корпусах около 0,2–0,3 МПа производится включение группы ПВД по питательной воде. Через байпас входных задвижек вода подается в перепускные трубы системы защиты, после чего открываются задвижки по питательной воде на входе в группу и выходе из нее. Задвижки на основном (рабочем) байпасе закрываются, при этом питательная вода направляется через перепускные трубы системы защиты.

Производится заполнение трубной системы водой, после чего открывается клапан на сливе из пространства над поршнем гидропривода впускного клапана. При этом тарелка впускного клапана поднимается в верхнее положение, в результате открывается проход воды через ПВД и прекращается ее проход по перепускным трубам системы защиты. Поток воды открывается обратный клапан, после чего закрывается клапан на сливе из

пространства над поршнем. Производится проверка работы впускного и автоматического клапанов.

Дальнейший прогрев подогревателей ведется автоматически по мере увеличения нагрузки турбины. При соответствующей нагрузке турбины конденсат из ПВД2 переключается на деаэра-тор, а из ПВД1 по-прежнему сливается в ПИД. При дальнейшем наборе нагрузки турбины производится полное включение кас-кадной схемы со сбросом конденсата в деаэрататор.

При работающей турбине и включении ПВД в работу из холод-ного состояния прогрев необходимо выполнять через байпасы паровых задвижек, повышая постепенно давление пара в корпу-сах до 0,4–0,6 МПа, после чего включать подогреватели по воде. После открытия основных паровых задвижек отборов и закры-тия байпасов этих задвижек равномерно прогреть корпуса и гру-бые системы ПВД. Равномерный прогрев достигается постепен-ным открытием задвижек на трубопроводах отборов пара к ПВД. Скорость прогрева подогревателей следует контролировать по скорости повышения температуры питательной воды, которая не должна превышать 3 °С/мин.

После включения подогревателей в работу необходимо за-крыть дренажные клапаны на отборах, убедиться в нормальной работе автоматики уровня, отсутствии пропуска воды по пере-пускным трубам системы защиты и нормальной работе КИП.

При обнаружении неисправностей (неплотностей, подрыва предохранительных клапанов, понижения уровня, резкого сни-жения подогрева питательной воды и т.д.) подогреватели отклю-чают — вначале по пару, затем по питательной воде. При отклю-чении по питательной воде, чтобы не допустить останова блока, при закрытии запорных задвижек на трубопроводах входа и вы-хода питательной воды должно быть обеспечено одновременное открытие задвижки на основном (рабочем) байпасе. Для этого надо отключить автоматическое устройство и открыть дистан-ционно-импульсные клапаны, подводящие воду в пространство над поршнем гидропривода впускного клапана, в результате чего тарелка впускного клапана перейдет в нижнее положение и вода направится по трубам байпасов системы защиты группы ПВД, а затем открыть клапан на сливе из пространства под порш-нем гидропривода. После остывания ПВД открыть дренажи труб-ной системы и парового пространства подогревателей.

## 6.5. Эксплуатационная надежность ПВД

Как уже отмечалось в гл. 2, надежность отечественных ПВД конст-рукции до 1972 г. в основном связывалась с уровнем эрозивно-коррозион-ного износа входных участков эмеевиков, который давал наибольшее чис-ло отключений ПВД. Эти ПВД характеризовались довольно высокими ско-

ростами воды в эмеевиках (от 2,5 до 3,2 м/с). Большая работа проведена электростанциями по модернизации ПВД, в результате которой скорости воды в эмеевиках были снижены до 1,3-1,6 м/с, а также аналогичная модернизация серийно выпускаемых ПВД заметно снизили интенсивность указанного износа. В последние годы за состоянием эмеевиков (при вскрытых корпусах ПВД) в процессе эксплуатации введен контроль толщины их стенки с помощью ультразвукового толщиномера "Кварц-6".

Накопленный к настоящему времени опыт эксплуатации указанного прибора выявляет недостаточную точность измерения, как правило, в сторону занижения толщины стенок. По данным [73] указанный прибор на 100 измерений занижает толщину стенок на 0,54 мм, а при недостаточной тщательной организации измерений ошибка может быть еще большей. Поэтому в [73] рекомендуется применение более точного ультразвукового цифрового толщиномера УГ-31МЦ с искательной головкой типа РС-5МЦ.

Нужно также заметить, что при замене концевых участков эмеевиков или эмеевиков в целом нередки случаи повреждений гнезд в коллекторах, если удаление концов эмеевиков из гнезд производится газовой горелкой или дрелью. Нарушается соосность отверстия и гнезда в коллекторе, торец гнезда становится конусным. Эти нарушения вместе с перекосом конца эмеевика в гнезде и наличием зазора между торцами конца эмеевика и гнезда в коллекторе при неполной посадке конца эмеевика в гнездо, как показывают исследования [74], дополнительно ухудшают гидродинамику на входе в эмеевик. Такие нарушения имеют место и при сборке ПВД на заводе.

Накопленный за последние годы опыт эксплуатации ПВД показывает, что для коррозионно-эрозийного износа безопасная скорость воды составляет примерно 2 м/с. Эта скорость, полученная для условий камерных ПВД и рекомендуемая многими источниками, не гарантирует отсутствия ударной коррозии в коллекторных ПВД при наличии неравномерного распределения воды по эмеевикам (гидравлической неравномерности и таких дополнительных турбулизирующих факторов, как торцевой зазор или несоосность трубы и отверстия в коллекторе).

Так, в односторонних ПВД типа ПВ-900 и ПВ-1200 энергоблоков мощностью 300 МВт, где средняя скорость воды в эмеевиках не превышает 1,8 м/с, входные участки изнашиваются при наличии торцевого зазора, в особенности если эмеевик расположен в зоне повышенных расходов воды из-за гидравлической неравномерности коллекторной системы. Правда, износ эмеевиков в этих ПВД начинает проявляться только через 45-50 тыс. ч. эксплуатации. Износ эмеевиков, работающих при скоростях 2,5-3 м/с, начинался через 20-25 тыс. ч. работы.

В последние годы обнаружен износ и на более крупных отечественных ПВД на энергоблоке мощностью 500 МВт, проработавших около 50 тыс. ч. где средние скорости воды в эмеевиках также не превышали 2 м/с. И здесь во всех случаях у изношенных эмеевиков концы были неправильно установлены в гнездах коллекторов. Дополнительным фактором, влияющим на износ эмеевиков, в этих конструкциях ПВД может быть также более высокая, чем в прежних конструкциях, средняя скорость воды в коллекторах, однако влияние этой скорости на износ в настоящее время практически не изучено. По мнению авторов [75] в камерах ПВД главной причиной ударной коррозии является поперечная составляющая скорости. Рациональным мероприятием, снижающим влияние скорости и неправильность установки эмеевиков, является округление входных кромок коллекторов [74]. Следующей важной проблемой на-

дежности работы ПВД, особенно мощных энергоблоков, является уплотнение фланцевого разьема. Уплотнение фланцевого разьема стальными кольцевыми мембранами, приваренными к фланцам разьема и обвариваемыми по контуру, работает достаточно надежно на ПВД, установленных на турбоустановках с докритическими параметрами свежего пара.

Для ПВД энергоблоков мощностью 500 и 1200 МВт ТЭС, а также 1000 МВт АЭС, выполняемых в корпусе диаметром 3200 мм, это уплотнение оказывается особо чувствительным к качеству материала диафрагм, выполнению их обварки, к резким изменениям режимов работы ПВД. Хотя работу фланцевого соединения ПВД энергоблоков 500 МВт Троицкой ГРЭС при натаженной там технологии обварки диафрагм можно считать удовлетворительной, вопрос о надежности мембранных уплотнений разъемов крупных ПВД нельзя считать снятым с повестки дня.

К настоящему времени выявлены случаи повреждений змеевиков от общего коррозионного износа как с наружной, так и с внутренней стороны. Указанный износ по данным ряда станций приводит к общему утонению стенки трубы по длине змеевика до 1,0 – 1,5 мм через 80 – 90 тыс. ч работы. Причиной этого является отсутствие консервации ПВД в период длительных остановов.

На отдельных станциях наблюдался эрозионно-коррозионный износ наружной поверхности змеевиков зоны ОП в виде язвин на растянутой и сжатой частях витков, достигающих на поверхности в поперечнике 15 – 20 мм и постепенно углубляющихся в металл на всю толщину стенки, и от этих сквозных язвин брали начало кольцевые трещины излома по технологическим рискам. Судя по параметрам пара и воды в зоне ОП этих ПВД, при некоторых режимах работы можно ожидать частичную конденсацию пара и унос образовавшихся капель паром (скорость пара 15 – 20 м/с). Износ поверхности змеевиков здесь, по-видимому, и объясняется эрозионно-коррозионным воздействием на нее этой пароводяной смеси.

Более значительное число случаев эрозии наружной поверхности змеевиков наблюдалось в ПВД турбоустановок АЭС, работающих на насыщенном паре. Здесь происходит износ змеевиков зоны КП, расположенных непосредственно под конденсатоотводящими перегородками, в районе отверстий в них для прохода пара из области над перегородкой в область под ней. Как правило, эти отверстия в значительной мере перекрыты витками змеевиков и скорости пара в них могут быть велики. Пар, поступающий в ПВД, здесь влажный и, кроме того, захватывает конденсат, стекающий по перегородке, и увлекает его в отверстие. Движущаяся пароводяная смесь изнашивает соответствующие участки змеевика, находящегося непосредственно под перегородкой; для предотвращения этого износа увелечены проходные сечения отверстий в перегородках.

Представляют интерес некоторые имеющиеся в литературе сведения об эксплуатации и надежности современных зарубежных ПВД камерной конструкции. В [76] рассматриваются типичные повреждения камерных ПВД на электростанции в г. Исога (Япония), их обнаружение и устранение. Фирма "Дзэнган кай хацу" использует звукоулавливающий зонд для обнаружения очень малых течей труб, при которых еще не проявляется изменение температуры конденсата и степени открытия регулирующего клапана; ПВД прослушивают до 6 раз в день. Делаются попытки непрерывного прослушивания специальным прибором с центрального пульта управления.

Наиболее частые повреждения труб возникают из-за эрозионно-коррозионного износа входных участков; эрозионного износа наружной поверхности труб каплями воды, взвешенными в потоке пара; дефектов приварки труб к трубной доске; износа труб в отверстиях промежуточных перегородок. Износ входных участков более интенсивен в 1-м по ходу воды

ПВД из-за меньшей стабильности окисной пленки в области более низких температур.

Для защиты входных участков труб от износа предпринимаются следующие меры: установка тонкостенных титановых гильз; улучшение гидродинамики на входе; поддержание  $pH \geq 9,5$  при минимальном содержании в ней кислорода. Указывается также на довольно частые разрушения регулирующих клапанов. Из приведенных в [77] примеров следует, что в некоторых случаях за 4 года работы из-за течи может быть заглушено от 10 до 30 % труб, а через 6 лет в ряде случаев произойтилась полная замена труб. Во избежание чрезмерных скоростей воды в трубах при заглушении части их рекомендуется устройство байпасных отверстий в перегородке водяной камеры.

По статистике повреждений в ФРГ [78] только ПВД дают 10 % всех повреждений элементов, находящихся под давлением воды. При этом согласно анализу повреждений в 115 ПВД 70 % из них относятся к повреждениям труб поверхности теплообмена. Наиболее существенными здесь также являются повреждения от коррозии, эрозии и эрозийной коррозии как с водяной, так и с паровой сторон.

Статистика показывает также, что 60 % всех подогревателей камерного типа с одной общей камерой входа и выхода питательной воды имеют повреждения именно в водяной камере. Здесь наряду с эрозией в неплотностях разделительной перегородки, присоединенной на болтах, часто встречаются трещины в области различных сварных соединений. Так, неблагоприятными являются швы, соединяющие водяную камеру с трубной доской и водяными штуцерами; швы, соединяющие детали с большой разницей в поперечных сечениях (камера и разделительная перегородка, трубная доска и корпус, переходы от более толстых элементов к более тонким и т.д.). Здесь требуются особо тщательное конструирование и соблюдение технологии изготовления. То же необходимо в случае изготовления деталей корпуса из термостойких хромомолибденованадиевых сталей или высокопрочных мелкозернистых конструкционных сталей, отличающихся склонностью к растрескиванию.

Перед разработчиками ПВД стоит еще ряд нерешенных проблем, например:

а) отбраковка в течение первого года эксплуатации некачественных угловых сварных стыков в месте приварки змеевиков к коллекторам. Надежные методы контроля указанных стыков к настоящему времени отсутствуют, а при гидроопрессовке дефекты таких стыков не всегда проявляются;

б) неудовлетворительная надежность входных участков змеевиков, установленных с зазором или перекосом в гнезде коллектора, при скорости воды в змеевиках более 1,5 м/с;

в) неудовлетворительная плотность фланцевого разъем корпусов подогревателей с внутренним диаметром более 2800 мм;

г) неудовлетворительная работа клапанов, регулирующих уровень конденсата в корпусе.

## **6.6. Обслуживание подогревателей во время работы и их тепловые испытания**

Во время эксплуатации при периодических обходах наблюдают за работой защитных устройств и нормальным уровнем конденсата, имея в виду, что повышение уровня конденсата выше допустимого приводит к срабатыванию защиты и отключе-

нию ПВД. Периодически производится продувка водоуказательных колонок, наблюдения за показаниями контрольно-измерительных приборов, осмотр мембранного уплотнения фланцев. При этом проверяется как состояние мембранного уплотнения, так и отсутствие ослабления затяга шпилек.

В соответствии с правилами технической эксплуатации в процессе работы ПВД регистрируются следующие параметры:

- 1) температура питательной воды на входе и выходе из каждого подогревателя;
- 2) температура питательной воды за концевыми или параллельными охладителями пара (там, где они предусмотрены);
- 3) температура питательной воды за блоком подогревателей;
- 4) давление греющего пара на входе в подогреватель;
- 5) расход питательной воды через подогреватели;
- 6) температура пара в корпусе и на входе в подогреватель;
- 7) давление питательной воды до и за группой подогревателей;
- 8) температура конденсата за подогревателями.

При проведении испытаний с целью выявления эффективности работы каждой зоны ПВД указанную систему регистрации параметров следует дополнить измерением перепада давлений в ОП и температуры пара за ОП. Температуру пара за ОП целесообразно измерять с помощью гильзы, установленной в корпусе подогревателя в месте окончания зоны ОП и начала зоны КП. Для этого изогнутая гильза, повернутая концом навстречу потоку пара, устанавливается в зазоре между корпусом и змеевиками так, чтобы не препятствовать снятию корпуса. Бобышка гильзы приваривается в корпус. Измерение перепада давлений в ОП производится дифференциальным манометром, подключенным к импульсным линиям давления пара перед ПВД и в корпусе.

В процессе испытаний температуру питательной воды следует измерять лабораторными термометрами с ценой деления 0,1 °С. Кроме того, нагревы воды в каждом ПВД и температурные напоры питательной воды на входе в ОК целесообразно контролировать дифференциальными хромель-копелевыми термопарами. Температуру пара также измеряют хромель-копелевыми термопарами.

Давление пара в процессе испытаний измеряется образцовыми манометрами класса 0,4. Расход питательной воды через ПВД определяется по результатам штатных измерений на блочном щите управления. Для контроля пропускания воды по аварийному и основным байпасам в них устанавливаются термометрические гильзы. При отсутствии пропускания воды по указанным байпасам измеренная температура в них близка к температуре окружающей среды.



Испытания ПВД проводятся при нескольких нагрузках турбоустановки. При проведении испытаний необходимо поддерживать нормальный уровень конденсата в ПВД. Показания электронного уровнемера следует контролировать непосредственными наблюдениями за уровнем по водоуказательной колонке, нормальный уровень в которой определяется с учетом разности плотности воды в колонке и корпусе ПВД.

Каждый опыт проводится после достижения стационарного режима, и в течение опыта производится несколько записей всех величин. По измеренным величинам в процессе тепловых испытаний составляются уравнения теплового баланса и теплопередачи для каждой зоны поверхности теплообмена, как это рекомендуется в гл. 4. Из совместного решения этих уравнений определяется коэффициент теплопередачи для каждой зоны и сравнивается с расчетным. Так как в процессе испытаний, как правило, условия, в которых они проводятся, отличаются от расчетных, то сравнение выходных характеристик подогревателей с паспортными вызывает некоторое затруднение.

Такое сравнение может быть выполнено посредством поверочного расчета подогревателей при условиях их работы, указанных в паспорте, близких к условиям опыта. Приведение результатов опытов к расчетным условиям работы ПВД приблизительно может быть выполнено на основе метода малых отклонений. Основываясь на этом методе, можно показать, что увеличение расхода питательной воды через подогреватель на  $\Delta G_{п.в.}$  при прочих равных условиях приводит к снижению температуры конденсата за ОК на

$$\Delta t^{OK} = -\vartheta^{OK} [\ln (\vartheta^{OK}/\theta^{OK})] \Delta G_{п.в.}/G_{п.в.},$$

а также к снижению температуры воды за подогревателем на

$$\Delta t_B = \vartheta^{KP} - \frac{\Delta G_{п.в.}}{G_{п.в.}} \ln \left( \frac{\theta^{KP}}{\vartheta^{KP}} \right)$$

Снижение температуры воды на входе в подогреватель на  $\Delta t_B$  вызывает снижение температуры конденсата при прочих равных условиях на

$$\Delta t_K = \Delta t_B + \vartheta^{OK} (1 - (t_H - t_B)/(t_H - t_{B.из})),$$

а снижение температуры воды за подогревателем на

$$\Delta t_B^{вых} = (\vartheta^{KP}/\theta^{KP}) \Delta t_B.$$

## 6.7. Работа ПВД при переменном режиме работы турбоустановки

Этот вопрос анализировался в [20] на примере работы ПВД энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт при частичных нагрузках. Снижение нагрузки турбоустановки приводит к уменьшению расходов воды через подогреватели и естественно к снижению скоростей воды в змеевиках, что вызывает снижение коэффициента теплоотдачи от воды. Вместе с тем происходит снижение располагаемых температурных напоров для каждого подогревателя, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара в зоне КП. Указанные изменения, как показывают расчеты и результаты испытаний [20], в ПВД2 и ПВД3 практически компенсируют друг друга и коэффициент теплопередачи в их зоне КП остается постоянным.

В ПВД1 при работе энергоблока с постоянным давлением в деаэраторе увеличение коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара в КП превалирует над снижением коэффициента теплоотдачи от воды и в результате коэффициент теплопередачи в КП при снижении нагрузки увеличивается. При работе деаэратора на скользящем режиме можно ожидать постоянства коэффициента теплопередачи в зоне КП и этого подогревателя.

Коэффициенты теплопередачи в ОК и ОП снижаются при снижении нагрузки из-за одновременного снижения коэффициента теплоотдачи со стороны греющей среды и питательной воды. В результате всех изменений, вызванных снижением нагрузки, зависимости температуры питательной воды за каждым ПВД и конденсата от нагрузки турбоустановки имеют вид, близкий к линейному, кроме температуры конденсата за ПВД1 при работе деаэратора с постоянным давлением в корпусе.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Смешивающие подогреватели паровых турбин В.Ф. Ермолов, В.А. Пермьяков, Г.И. Ефимочкин, В.Л. Вербицкий. М.: Энергоиздат, 1982. 205 с.
- 2 Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976. 447 с.
- 3 Андреев П.А., Гринман М.И., Смолкин Ю.В. Оптимизация теплоэнергетического оборудования АЭС. М.: Атомиздат, 1975. 221 с.
- 4 Косяк Ю.Ф. Паротурбинные установки атомных электростанций. М.: Энергия, 1978. 310 с.
- 5 Рубинштейн Я.М., Шепетильников М.И. Исследование реальных тепловых схем. М.: Энергоиздат, 1982. 271 с.
- 6 Марушкин В.М., Польновский Я.Л. Некоторые вопросы оптимизации параметров подогревателей высокого давления. В кн.: Повышение надежности и экономичности энергетических блоков Челябинск УралВТИ, 1974, вып. 4, с. 115-121.
- 7 Подогреватели высокого давления Я.Л. Польновский, М.И. Шварцман, В.М. Марушкин, Г.Я. Кульмукаметов. - В кн.: Котельные и турбинные установки энергетических блоков. М.: Энергия, 1971, с. 248-254.
- 8 Рубинштейн Я.М., Едигарев Л.В. Две схемы включения питательных насосов. В кн.: Усовершенствование конструкций и эксплуатация турбинных установок. М.: Госэнергоиздат, 1959, с. 230-235.
- 9 Польновский Я.Л., Марушкин В.М. Определение КПД турбоустановки и его изменений при малых изменениях в параметрах и схеме регенерации. В кн.: Освоение и совершенствование вспомогательного турбинного оборудования тепловых электростанций. Челябинск УралВТИ, 1982, с. 3-13.
- 10 Тубянский Л.И., Френкель Л.Д. Паровые турбины высокого давления Ленинградского металлического завода. М.: Л. ГЭИ, 1956. 404 с.
- 11 Технические характеристики и конструктивные особенности теплообменного оборудования, входящего в тепловую схему турбоустановки К-300-240 В.В. Бельцев, К.И. Максимов, А.Я. Гоголев и др. Тр. ЦКТИ, 1969, вып. 94, с. 35-45.
- 12 Бальцар Н., Крал В. Регенеративные подогреватели высокого давления модели Школа. Чехословацкая тяжелая промышленность, 1967, № 1, с. 8-10.
- 13 Быстрицкий Г.Ф. Экспериментальные характеристики блока подогревателей ПВ-350-230. - Теплоэнергетика, 1963, № 11, с. 66-69.
- 14 Теплообмен и сопротивление в элементах ПВД блока 300 МВт Я.Л. Польновский, М.И. Шварцман, В.М. Марушкин и др. Электрические станции, 1969, № 4, с. 21-25.
- 15 Польновский Я.Л., Марушкин В.М., Кульмукаметов Г.Я. К вопросу о показателях работы ПВД действующих энергоблоков 200, 300 и 800 МВт. В кн.: Повышение надежности и экономичности энергетических блоков. Челябинск: УралВТИ, 1975, вып. 7, с. 103-112.
- 16 Ивашенко С.С. Методика тепловых расчетов подогревателей высокого давления с горизонтально и наклонно расположенными плоскостями трубных спиралей или прямотрубными пучками. Тр. ЦКТИ, 1973, вып. 121, с. 107-116.
- 17 ОСТ 108.271.17-76. Подогреватели поверхностные низкого и высокого давления с горизонтальной регенерацией стационарных паровых турбин.
- 18 Польновский Я.Л., Марушкин В.М., Кульмукаметов Г.Я. Модернизация ПВД действующих энергоблоков - Электрические станции, 1974, № 4, с. 16-18.

19. Усовершенствование подогревателей системы регенерации высокого давления паротурбинных установок/К.С. Стрелкова, В.М. Колокольников, А.Я. Орт, Н.И. Миронова. — В кн.: Освоение и совершенствование вспомогательного турбинного оборудования тепловых электростанций. Челябинск: УралВТИ, 1982, с. 13–39.

20. Укрупненные ПВД для турбоустановок мощностью 500 и 800 МВт/Я.Л. Польшинский, В.М. Марушкин, Т.Я. Кульмухаметов и др. — В кн.: Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. М.: Энергия, 1979, с. 461–472.

21. Бушлер И.М., Вирченко М.А., Станиславский В.Я. Регенеративные системы мощных тихоходных турбин для АЭС. — НИИинформтяжмаш. Сер. Энергетическое оборудование, 3-74-20, с. 5–15.

22. Марушкин В.М., Польшинский Я.Л., Школьник Г.Т. Укрупненные подогреватели высокого давления для мощных энергоблоков АЭС с реакторами ВВЭР. — Электрические станции, 1981, № 2, с. 12–13.

23. Однокорпусные коллекторные подогреватели высокого давления для энергоблоков 800 МВт/Я.Л. Польшинский, В.М. Марушкин, Т.Я. Кульмухаметов и др. — Электрические станции, 1977, № 9, с. 43–47.

24. Kelp F. Über Erfahrungen mit Speisewasser-Hochdruckvorwärmern der Sammelbauweise. Mitteilungen der VGB, 1969, vol. 49, N 6, p. 417–429.

25. Spence J.R., Ryall M.L., Mc Connell A. The development and production of high pressure feed heaters for modern central power stations. — Proc. Instn. Mech. Engrg., 1967–1968, vol. 182, N 36, p. 735–756.

26. Modern Power and Engineering, 1968, vol. 11, N 3.

27. Lohmeier A., Reynolds S.D. Solving critical leakage problem in high-pressure feedwaterheaters. Power Engineering, 1967, vol. 71, N 4, p. 60–62.

28. Lenz H. Neuzeitliche Kondensations- und Speisewasser-Vorwärmanlagen für Dampfturbinen großer Leistung. — Brown Boveri Mitteilungen, 1958, N 718, p. 80–90.

29. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. М.—Л.: ГЭИ, 1959. 414 с.

30. Справочник машиностроителя. Т. 2. М.: Машгиз, 1960, 520 с.

31. Справочник по свойствам сталей и сплавов, применяемых в котлостроении. М.—Л.: Энергия, 1965. 420 с.

32. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

33. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники. М.: Госхимиздат, 1961. 542 с.

34. Орлов В.К., Целищев П.А. Теплообмен в спиральном змеевике при турбулентном движении воды. — Теплоэнергетика, 1964, № 12, с. 75–76.

35. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.

36. Paumurd G. International Seminar "Heat and Mass Transfer in Flows with Separated Regions and Measurement Techniques". Herceg-Novi, Yugoslavia, September 1–13, 1969, p. 39–43.

37. Филоненко Г.К. Гидравлическое сопротивление трубопроводов. — Теплоэнергетика, 1954, № 4, с. 40–44.

38. Ангуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. Л.: Энергия, 1966. 180 с.

39. Nunner W. Warmenhergang und Druckabfall in runden Röhren. — VDI Forschungsheft, 1956, N 455.

40. Результаты исследования и промышленного внедрения винтообразно профилированных труб/Ю.Н. Боголюбов и др. — Теплоэнергетика, 1981, № 7, с. 48–50.

41. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. 198 с.
42. Исследование гидравлического сопротивления при течении воды в профильных "витых" трубах/Е.М. Чижевская, Ю.М. Бродов и др. — Изв. вузов СССР. Сер. Энергетика, 1977, № 10, с. 112—123.
43. Markoczy G. Konvektive Wärmeübertragung in langangestromten Stabfunden bei turbulenter Stromung. — Wärme- und Stoffübertrag, 1972, vol. 5, N 4, p. 204—212.
44. Субботин В.И., Ибрагимов М.Х., Ушаков П.А. Гидродинамика и теплообмен в атомных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1975. 404 с.
45. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 471 с.
46. Полюновский Я.Л., Марушкин В.М., Кульмухаметов Т.Я. Теплопередача и сопротивление при поперечном омывании элеваторов охладителей пара и дренажа ПВД ТКЗ. — Теплоэнергетика, 1974, № 7, с. 46—49.
47. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977. 239 с.
48. Шекриладзе И.Г. — В кн.: Вопросы конвективного теплообмена и чистоты пара. — Тбилиси: Мецниереба, 1970, с. 7—12.
49. Берман Л.Д. Влияние скорости пара на теплообмен при ламинарной пленочной конденсации. — ТОХТ, 1973, № 7, с. 706—716.
50. Fujii T., Vehara H. Laminar filmwise condensation on a vertical surface. — Int. J. Heat and Mass Transfer, 1972, vol. 15, p. 217—223.
51. Марушкин В.М., Полюновский Я.Л., Марушкина Г.Е. Теплоотдача и трение при конденсации движущегося вдоль вертикальной пластины пара. — Теплоэнергетика, 1982, № 6, с. 54—56.
52. Берман Л.Д. О расхождении теоретических и экспериментальных данных для теплоотдачи при конденсации движущегося пара на горизонтальных трубах. — ТОХТ, 1981, т. 15, № 5, с. 18—24.
53. Марушкин В.М., Полюновский Я.Л., Деметьева Г.Е. Теплоотдача при конденсации пара, движущегося нисходящим потоком в горизонтальных пучках труб. — В кн.: Кипение и конденсация. 1981, № 5, с. 45—63.
54. Колокольников В.М., Марушкин В.М. Исследование теплоотдачи при конденсации движущегося пара на горизонтальных трубах. — Вест. АН Каз.ССР, 1982, № 600 — 82 Дел.
55. Марушкин В.М., Полюновский Я.Л., Стрелкова К.С. Теплоотдача при пленочной конденсации движущегося пара на горизонтальных и вертикальных трубах при нисходящем ламинарном и турбулентном течении пара и пленки конденсата. — ТОХТ, 1984, 18, № 3, с. 334—340.
56. Нихон Кикай Гаккай Ромбуисю/Т. Уэда и др., т. 43, № 365, 1977, с. 233 — 239.
57. Марушкин В.М., Полюновский Я.Л., Кульмухаметов Т.Я., Деметьева Г.Е. Исследование теплоотдачи при конденсации пара в условиях, характерных для ПВД типа ПВТКЗ. — Теплоэнергетика, 1980, № 6, с. 55—58.
58. ОСТ 108.031.02-75. Котлы стационарные паровые и водогрейные. Нормы расчета на прочность. Минэнергомаши, 1977.
59. Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. М.: Атомиздат, 1972. 384 с.
60. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. М.: Энергия, 1970. 588 с. \*
61. Выбор оптимальных расчетных параметров и схем включения регенеративных подогревателей для крупных КЭС/Л.С. Попырин, И.Г. Ефимов и др. — Электрические станции, 1963, № 2, с. 20—26.

62. Gardner K.A. Mean temperature difference in an array of identical exchangers. — *Industr. & Engng. Chemistry*, 1942, N 9.

63. Марушкин В.М., Кульмухаметов Т.Я. Упрощенный метод расчета ОП и ОК ПВД конструкции ТКЗ. — *Теплоэнергетика*, 1972, № 12, с. 85–86.

64. Смит Д.М. Средняя разность температур в поперечном потоке. — *Engineering*, 1934, 138, PP 479–481, с. 606–607.

65. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во стандартов, 1969. 407 с.

66. Идельчик Н.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.—Л.: ГЭИ, 1960. 480 с.

67. Сметана А.З., Вакуленко Б.Ф., Беляев В.Г. Особенности выбора проходных сечений и расходных характеристик регулирующих клапанов ПВД. — В кн.: Повышение надежности и экономичности энергетических блоков. Челябинск: УралВТИ, 1977, вып. 17, с. 146–149.

68. Имбрицкий М.И., Какузин В.Б. Повышение надежности защитной арматуры подогревателей высокого давления. — *Электрические станции*, 1976, № 3, с. 33–37.

69. Расчет регулирующих клапанов. М.: Информэнерго, 1973.

70. Сметана А.З., Кюнер И.Н. Особенности регулирования уровней в регенеративных подогревателях турбин с каскадным соединением дренажей. — *Теплоэнергетика*, 1972, № 9, с. 64–66.

71. Федотов В.П., Кроль А.Я., Пospelов Д.Н. Опыт эксплуатации подогревателей высокого давления. — *Электрические станции*, 1969, № 6, с. 35–38.

72. Дворовенко В.Н., Якушин Е.К., Вишневский Т.С., Пospelов Д.Н. Защита ПВД от повышения давления пара. — *Электрические станции*, 1976, № 8, с. 75–76.

73. Калинин В.А., Малыгин Б.В. Исследование характера повреждений входных участков змеевиков ПВД и повышение надежности их работы. — *Энергетика и электрификация*, 1981, № 2, с. 19–21.

74. Марушкин В.М., Полюновский Я.Л. Повреждение змеевиков подогревателей высокого давления турбоустановок ТЭС. — В кн.: Освоение и совершенствование вспомогательного турбинного оборудования тепловых электростанций. Челябинск: УралВТИ, 1982, с. 39–45.

75. Bremhast K., Lai T.C.S. The role of flow characteristics in corrosion-erosion of tube inlets in the inlet channel of shell and tube heat exchangers. — *Wear*, 1979, vol. 54, N 1, p. 87–100.

76. Исабу Абз. Контроль состояния и техническое обслуживание водо-подогревателя. — *Дэнки Гемба Гидзюцу*, 1977, 16, № 178, с. 55–59.

77. Такэси М., Минэкиси С. Обнаружение неполадок в начальной стадии появления при работе подогревателя питательной воды и меры по их устранению. — *Дэнки Гемба Гидзюцу*, 1978, 17, № 190, с. 59–65.

78. Efferte P.-H., Hagn L., Schuller H. — J. Schaden an Warmaustauschern in Kraftwerken. — *Dechema Monographien*, 1980, Bd 87, N1802–1817, p. 131–851.

79. Левенталь Г.Б., Попырин Л.С. Оптимизация теплоэнергетических установок. М.: Энергия, 1970. 349 с.

80. О рациональных компоновках прямоточных теплообменников для промперегревателей АЭС/А.У. Липец и др. — *Теплоэнергетика*, 1974, № 11, с. 42–46.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

|                                                                                              |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Предисловие . . . . .                                                                        | 3   |
| Глава первая. Система регенерации высокого давления современных ТЭС и АЭС . . . . .          | 5   |
| 1.1. Общие положения . . . . .                                                               | 5   |
| 1.2. Тепловой расчет и анализ экономичности схемы регенерации высокого давления . . . . .    | 10  |
| Глава вторая. Отечественные и зарубежные конструкции ПВД . . . . .                           | 16  |
| 2.1. Отечественные конструкции ПВД . . . . .                                                 | 16  |
| 2.2. Зарубежные конструкции ПВД . . . . .                                                    | 35  |
| 2.3. Некоторые вопросы технологии изготовления зарубежных ПВД . . . . .                      | 42  |
| 2.4. Вопросы технологии изготовления отечественных ПВД . . . . .                             | 44  |
| Глава третья. Теплообмен и гидродинамика отдельных зон поверхности теплообмена ПВД . . . . . | 49  |
| 3.1. Общие положения . . . . .                                                               | 49  |
| 3.2. Термическое сопротивление стенки . . . . .                                              | 50  |
| 3.3. Теплоотдача от стенки к питательной воде . . . . .                                      | 52  |
| 3.4. Теплоотдача и сопротивление при внешнем обтекании змеевиков ОП и ОК . . . . .           | 56  |
| 3.5. Теплообмен при конденсации насыщенного чистого пара . . . . .                           | 62  |
| 3.6. Влияние загрязнений поверхности ПВД на теплообмен . . . . .                             | 71  |
| 3.7. Коэффициент теплопередачи в зоне конденсации отечественных ПВД . . . . .                | 74  |
| Глава четвертая. Тепловой и гидравлический расчет ПВД . . . . .                              | 76  |
| 4.1. Исходные данные для расчета . . . . .                                                   | 76  |
| 4.2. Определение конструктивных характеристик основных узлов подогревателей . . . . .        | 77  |
| 4.3. Тепловой расчет подогревателей . . . . .                                                | 81  |
| 4.4. Гидравлический расчет . . . . .                                                         | 86  |
| 4.5. Принципы программирования тепловых и гидравлических расчетов на ЭВМ . . . . .           | 99  |
| Глава пятая. Оптимизация основных теплотехнических характеристик ПВД . . . . .               | 100 |
| 5.1. Основные положения . . . . .                                                            | 100 |
| 5.2. Оптимальная скорость воды в зоне КП . . . . .                                           | 105 |
| 5.3. Оптимальный температурный напор на входе питательной воды в ОК . . . . .                | 106 |
| 5.4. Оптимальный температурный напор на входе питательной воды в ОП . . . . .                | 108 |
| 5.5. Оптимальный недогрев воды в зоне КП . . . . .                                           | 109 |
| 5.6. Оптимальный диаметр труб поверхности нагрева ПВД . . . . .                              | 110 |
| Глава шестая. Эксплуатация подогревателей высокого давления . . . . .                        | 116 |
| 6.1. Регулирование уровня . . . . .                                                          | 116 |
| 6.2. Система защиты от переполнения ПВД . . . . .                                            | 120 |
| 6.3. Система защиты от превышения расчетного давления пара в корпусе . . . . .               | 123 |
| 6.4. Включение и отключение подогревателей . . . . .                                         | 124 |
| 6.5. Эксплуатационная надежность ПВД . . . . .                                               | 125 |
| 6.6. Обслуживание подогревателей во время работы и их тепловые испытания . . . . .           | 128 |
| 6.7. Работа ПВД при переменном режиме работы турбоустановки . . . . .                        | 131 |
| Список литературы . . . . .                                                                  | 132 |